

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh konstrukce závěsné drážky

Design Proposal of Monorail

Student: Kamil Valchář, Bc.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2012

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18. 5. 2012

.....
Kamil Valchář, Bc.

J. Opletala 970

738 02 Frýdek-Místek

Anotace diplomové práce

VALCHÁŘ, K. *Návrh konstrukce závěsné drážky*. Ostrava: katedra Konstrukce strojů a zařízení, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012, 75 s. Diplomová práce, vedoucí Fries, J.

Předkládaná práce se zabývá vyztužením zatačky ZD24/130D. V teoretické části se seznámíme s prvky závěsných drah a dělení podle různých kritérií. Poté následuje část praktická, ve které budeme řešit výpočet rovné sekce dle zadaných parametrů dvěma různými metodami. V další části se pak budeme zabývat návrhem a výpočtem výztuže zatačky ZD24/130D. V této části budeme řešit dvě možné výztužení. Cílem diplomové práce je navržení výztuhy podle zadaných parametrů. Na základě těchto zadání byla vypracována technická dokumentace a příslušný text.

Annotation of Thesis

VALCHÁŘ, K. *Design Proposal of Monorail*. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 75p. Thesis, head Fries, J.

Presented thesis is dealing with reinforced corners ZD24/130D. In the theoretical part, there is introduction of the elements of monorails and they are divided according to various criteria. The following practical part is dealing with the calculation of the straight section by two different methods according parameters which are given. Next section is dealing with the design and calculation of reinforced corners ZD24/130D. In this section two possibilities of reinforcement are solved. The aim of this thesis is to propose a reinforcement according to specified parameters. Based on these inputs the technical documentation and the text were made.

Obsah:

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
1. VÝVOJ DŮLNÍ DOPRAVY A JEJÍ VÝZNAM.....	11
2. ČLENĚNÍ DŮLNÍ DOPRAVY	11
2.1 ČLENĚNÍ PODLE ORGANIZACE A PŮSOBNOSTI.....	12
2.2 ČLENĚNÍ PODLE ÚKLONU DOPRAVNÍ TRASY.....	12
2.3 ČLENĚNÍ PODLE ČINNOSTI.....	13
3. ZÁVĚSNÁ DOPRAVA	13
3.1 VYBAVENÍ ZÁVĚSNÉ DOPRAVY.....	14
4. VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI PROFILU I155.....	20
4.1 SYMETRICKÝ VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI PROFILU I155.....	21
Výpočet pro 1 vozík:	21
Výpočet pro 2 vozíky:	22
Výpočet pro 3 vozíky:	23
Výpočet pro 4 vozíky:	24
4.2 ASYMETRICKÝ VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI PROFILU I155	25
Výpočet pro 1 vozík:	25
Výpočet pro 1 vozík pomocí hledání extrému:	26
Výpočet pro 2 vozíky:	28
Výpočet pro 3 vozíky:	29
Výpočet pro 4 vozíky:	31
5. VÝPOČET MAXIMÁLNÍ NOSNOSTI V ZATÁČCE DRÁHY ZD 24/D130.....	35
Výpočet pro 4 vozíky	36
Výpočet pro 3 vozíky	39
Výpočet pro 2 vozíky	41
Výpočet pro 1 vozík.....	42
6. PŘÍČNÍKY	46
6.1 KONTROLA ČEPU:	48
Ad 1) Výpočet maximálního zatížení na jeden čep:	48
Ad 2) Výpočet čepu na stříh.....	51
Ad 3) Výpočet čepu na otlačení	52
6.2 VÝPOČET TŘMENU	53
6.2.1 Výpočet pro zavěšení na jeden řetěz	53
6.2.2 Výpočet pro zavěšení na dva řetězy	55
Přibližný výpočet křivého prutu:	56

6.3 TĚLO PŘÍČNÍKU	59
6.3.1 1. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	59
6.3.2 2. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	61
6.3.2 3. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	62
6.3.2 4. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	64
6.3.2 5. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	65
6.3.2 6. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	67
6.3.2 7. KOMBINACE ZATÍŽENÍ.....	68
7. ZHODNOCENÍ.....	73
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	74
9. PŘÍLOHY.....	75

Seznam použitých značek a symbolů

d	průměr třmenu	[mm]
$d_{\text{č}}$	průměr čepu	[mm]
e	posunutí neutrální osy	[mm]
F	zatěžující síla	[N]
$F/2$	síla od kolečka vozíku	[N]
F_g	gravitační síla	[N]
F_x, F_y	suma sil v ose x, y	[N]
F_t	maximální dovolená síla třmenu	[N]
F_x, F_y	síla v ose x, y	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h_a	vzdálenost od bodu A	[mm]
h_b	vzdálenost od bodu B	[mm]
J_x, J_y	kvadratické momenty osy x, y	[mm ⁴]
k	koeficient zatížení	[-]
l	délka sekce	[mm]
l_l	vzdálenost os výsledných sil	[mm]
l_o	rozvinutá délka sekce	[mm]
m	hmotnost	[kg]
m_{av}	výsledná hmotnost asymetrického rozložení	[kg]
m_l	hmotnost 1m sekce	[kg.m]
M_g	ohybová moment v bodě	[Nm]
M_{max}	maximální moment	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
m_{sv}	výsledná hmotnost symetrického rozložení	[kg]
n	počet šroubů	[-]
Q	síla od spojitého zatížení	[N]
q	spojité zatížení	[Nm ⁻¹]
r	rozteč koleček vozíku	[mm]
R	poloměr střednice třmenu	[mm]
R_0	poloměr zakřivení neutrální osy	[mm]
R_A	poloměr bodu A	[mm]
R_a, R_b, R_c	silové reakce	[N]
R_B	poloměr bodu B	[mm]
R_e	mez kluzu	[Mpa]
S	průřez třmenu, čepu	[mm ²]

v	rychlost v zatáčce závěsné dráhy	$[m.s^{-1}]$
W_o	průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
W_x, W_y	průřezový modul os x, y	$[mm^3]$
x	vzdálenost prvního kolečka vozíku od počátku	$[mm]$
α, β	dovolené úhly řetězů třmenu	$[^\circ]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
σ_D	dovolené napětí	$[Mpa]$
σ_{Dovotl}	dovolené napětí pro otlačení	$[Mpa]$
σ_o	napětí v ohybu	$[Mpa]$
σ_{otl}	napětí pro otlačení	$[Mpa]$
τ	smykové napětí	$[Mpa]$
τ_{Dov}	dovolené napětí ve smyku	$[Mpa]$
τ_{ks}	dovolená mez kluzu ve smyku	$[Mpa]$

1. Vývoj důlní dopravy a její význam

Důlní doprava byla již od samého vzniku hornictví činitelem určujícím kulturu hornické práce a její výsledky, neboť na možnostech a schopnostech dopravy závisely možnosti vlastního dobývání. Důlní doprava vždy tvořila nedílnou část každé hornické práce, a proto také i v nejstarších známých pramenech o hornictví je doprava vždy popisována a zobrazována spolu se způsoby ražení a dobývání.

Tímto vztahem byla také v každé době dána technická úroveň důlní dopravy, která musela stále držet krok s technikou dobývání, neměla-li být její brzdou. Ačkoli se téměř vždy považovala za přítěž, za nutné zlo, musela se tedy důlní doprava řešit pokaždé, byl-li modernizován postup dobývání. Každé nedodržení této zásady, této souvislosti mezi hlavními hornickými činnostmi a dopravou vedlo k snížení výkonových nebo alespoň ekonomických výsledků celého hornictví.

Tato zásada platí dodnes. Vynálezem parního stroje, který byl zpočátku použit pro potřeby důlní dopravy, vzrostly náhle možnosti dobývání, zejména ve větších hloubkách a toto dobývání se muselo novým možnostem dopravy přizpůsobit. Od té doby však téměř vždy důlní doprava poněkud zaostávala co do technické úrovně za dobývacími procesy, protože pro zdánlivě neomezené možnosti dopravy (svislé) se neřešila důlní doprava jako celek. Zejména v posledních desetiletích, s rychlým rozmachem techniky a se vzrůstajícími požadavky na hornicky dobývané suroviny, se snaha o modernizaci zaměřovala většinou na procesy dobývání a ražení a důlní doprava se řešila většinou až tehdy, kdy se její možnosti staly brzdou dalšího rozvoje. Tento závažný nedostatek se často, i když v mnohem menší míře, vyskytuje až dodnes.

V českém hornictví byl v posledních letech doceněn význam důlní dopravy a významnými opatřeními v organizaci, mechanizaci a automatizaci se dosáhlo současné vysoké úrovně [1].

2. Členění důlní dopravy

Současná důlní doprava, jakožto velice široká oblast, která je často 60 až 80 % veškeré důlní činnosti a která je provozována v rozsáhlých prostorách našich dolů, člení se různě podle své působnosti, podle použitých prostředků, podle organizace a podle míst nasazení.

2.1 Členění podle organizace a působnosti

Podle organizace našich dolů a podle působnosti důlní dopravy se důlní doprava člení jako:

Doprava hlavní – je doprava zkoncentrovaného množství těživa, těživa z více pracovišť, tedy jakási ústřední doprava sloužící celému důlnímu poli nebo dolu. K ní patří především svislá doprava. V dolech s úklonnými jámami, s centrálními úklonnými drahami apod. patří k hlavní dopravě i doprava úklonná. Nejrozsáhlejší částí hlavní dopravy je vodorovná – patrová doprava, tj. doprava od jednotlivých pracovišť, sýpek, zásobníků apod. až do nárazí těžních jam a opačně.

U nás je tato doprava téměř výlučně kolejová, nebo také lokomotivní, jejímiž dopravními prostředky jsou lokomotivy a důlní vozy nejrůznějších typů. V některých dolech se používá v hlavní patrové vodorovné dopravě pásových dopravníků; nazýváme ji dopravou pásovou.

Doprava úseková – je doprava uvnitř úseku, většinou od styku a po styk s hlavní dopravou a dělí se na odtěžení a dopravu materiálu. Odtěžení v úsecích se provádí většinou dopravníky, zčásti (avšak stále řidčeji) i důlními vozy. Jen výjimečně je těživo přímo z pracoviště (porubu, komory) přejímáno hlavní dopravou.

2.2 Členění podle úklonu dopravní trasy

Podle úklonu dopravní trasy se důlní doprava člení na :

Svislá doprava – je doprava všemi svislými díly, především doprava těžní jámou, šibíky (slepými jámami), vrty, skluzy, spádovým potrubím.

Úklonná doprava – je doprava díly s úklonem větším než 3° . Většinou je to doprava dopravníky (pro odtěžení) a to do úklonu 18° , lanem pro odtěžení ve vozech do úklonu asi 20° a lanem nebo závěsnými drážkami (pro dopravu materiálu) do úklonu 50° .

Vodorovná doprava – je především doprava kolejová a dopravníková pro odtěžení a základku a kolejová nebo závěsná pro dopravu materiálu.

2.3 Členění podle činnosti

Podle činnosti dělíme dopravní prostředky na :

Prostředky s nepřetržitou dopravou :

1. Všechny druhy nepřetržitých dopravníků (pásové, hřeblové, ocelové, článkové atd.)
2. Doprava nekonečným lanem
3. Pneumatická a hydraulická doprava
4. Doprava samospádem (účinky tíže)

Prostředky s přerušovanou dopravou :

1. Doprava po kolejích lokomotivami
2. Doprava koncovými lany
3. Doprava vlastní tíží po kolejích
4. Škrabákové dopravníky
5. Doprava vozíky po počvě (kola, housenice)

Všechny dopravní prostředky můžeme shrnout do několika základních skupin:

1. Doprava po kolejích lokomotivami
2. Dopravníky – pásové, hřeblové, vibrační, článkové, šnekové, korečkové
3. Lanová doprava – vrátky, brzdidla
4. Závěsná doprava – lanovky, řetězovky, lokomotivy
5. Pneumatická a hydraulická dopravní zařízení
6. Samohybné vozíky
7. Zvláštní druhy – doprava škrabáky, samospádem

3. Závěsná doprava

Závěsnou dopravou se rozumí doprava materiálu pomocí zařízení s dráhou pojezdu zavěšenou u stropu důlního díla. Břemena jsou zavěšena na speciálních vozících a dopravována buď ručně tlačáním, nebo mechanicky tažným lanem, případně závěsnou lokomotivou.

Dráha pojezdu je řešena lanem, kolejnicí nebo nosníkem různého tvaru.

Závěsná dráha s dráhou pojezdu tvořenou nosným lanem se v našich dolech nerozšířila. V zahraničí se obvykle používá nosné lano o průměru 16 až 18 mm. Lano je zavěšeno řetězy na výztuž a napínáno tak, aby průhyb lana při pojezdu vozíku nebyl větší než 80 mm.

U nás se používá závěsná doprava, jejíž dráha je tvořena kolejnicí nebo I profilem. Řešení dopravy v obloucích závisí jednak na druhu pojezdové dráhy a jednak na způsobu dopravy břemene. Minimální poloměr plynulého horizontálního i vertikálního oblouku u pojezdové dráhy tvořené kolejnicí nebo nosníkem se pohybuje od 2 do 6 m. Maximální sklon závisí na způsobu dopravy. Při použití tažného lana je největší úklon $\pm 40^\circ$. Při úklonu nad $\pm 20^\circ$ je třeba počítat se snížením nosnosti a počtu zavěšených břemen. Při použití závěsných lokomotiv je přípustný úklon dráhy $\pm 30^\circ$. Pro ruční dopravu je povolen sklon $\pm 2^\circ$. Při dopravě v úklonu se musí používat zabezpečovací zařízení proti ujetí vozíků.

3.1 Vybavení závěsné dopravy

Mezi doplňky závěsné dráhy patří:

- a) Nosný vozík – pojíždí po patě kolejnice, nebo po pásnici profilu I. Vozík nosný pojíždí po dolní přírubě nosného profilu I 155 závěsné dráhy. Vozíky jsou vzájemně propojeny spojovacími tyčemi. Nosný vozík je určen pro dopravu materiálu nebo osob. Skládá se z rámu, pojezdových kol, spojovacích čepů a zajištění spojovacích tyčí a závěsného oka, na které se zavěšuje buď přímo přepravovaný materiál, nebo dopravní nádoby, zvedací zařízení apod. Nosný vozík se může použít jednak samostatně, anebo spřažený ve dvojici[1].



Obr. 1 – Nosný vozík firmy Ferrit s.r.o.

- b) Brzdný vozík – slouží jako bezpečnostní zařízení pro dopravu v úklonných drahách. Pojíždí stejně jako nosný vozík a je s ním spojen řetězovým okem.
- 1) *Odstředivý brzdný vozík* - jehož se používá v důlním provozu. Jeho funkce je v tom, že odvalovací kladka snímá rychlost pojezdu a při překročení dovolené rychlosti odstředivý regulátor uvede v činnost excentr, který třením o spodní plochu pojezdového profilu dráhy zastaví na trati. Tento typ brzdného vozíku je určen pro střídavé úklony; funkčně pracuje v obou směrech úklonu (oboustranně), je i možno s ním ručně aretovat břemena na trati. S nosným vozíkem je spojen pomocí článkového řetězu. Pro dopravu osob na podvěsných drážkách bylo nutno vyřešit způsob brzdění tak, aby zpoždění bylo plynulé. U předešlých způsobů se brzdilo vždy rázem, protože brzdy byly excentrické.
 - 2) *Hydraulický brzdný vozík* - je spojen s dopravním zařízením, anebo je přímo jeho součástí. Snížením tlaku v hydraulickém systému se uvede v činnost válec, který vysune brzdící čelist a třením o dolní pásnici se náklad zastaví. Při dopravě těžkých břemen a dopravě osob je možno uvést brzdu v činnost i blokovacím lankem. Impuls k snížení tlaku v hydraulickém válci je dán od nastavitelného snímače rychlosti pojezdu. Odbrzdění se provede přečerpáním tlakového média do válce ručním čerpadlem z tlakového zásobníku.

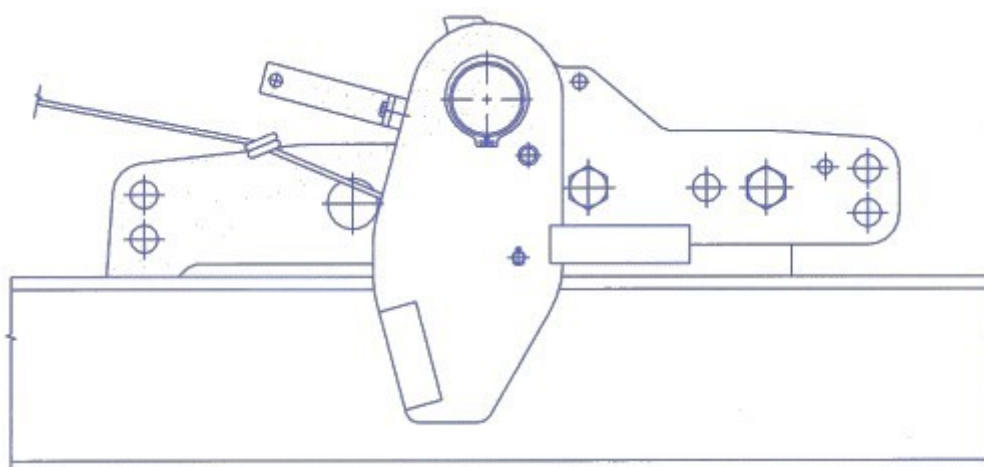
Zabezpečovacím zařízením se v současné době věnuje mimořádná pozornost, zejména pro dopravu osob na pracoviště kvůli stále vyšším nárokům na

bezpečnost. Musí se ověřovat jejich správná funkce a věnovat náležitá pozornost údržbě.



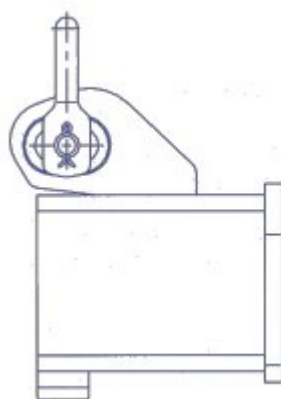
Obr. 2 – Brzdňý hydraulický vozík BTs firmy Ferrit s.r.o.

- c) Zarážka – slouží jako bezpečnostní zařízení na trati. Dovoluje v jednom směru volný průjezd vychýlením držáků. V opačném směru tento průjezd blokuje. Zarážka se otevírá zatažením za blokovací lanko ze stanoviště obsluhy. Po projetí nosných vozíků se zarážka samočinně uzavírá.
- 1) *Zarážka ruční* v provedení P1 obr.3 je vybavena odklopným dorazem, jenž je v jednom směru jízdy otevírán ručně pomocí ovládacího lanka, v opačném směru jízdy je zarážka vždy průjezdná.



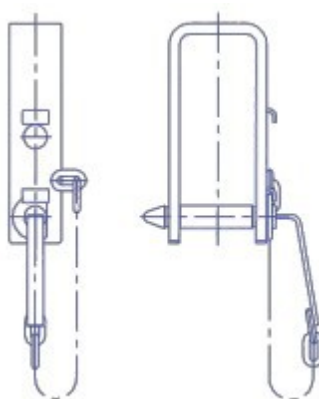
Obr. 3 – Ruční zarážka P1 firmy Strojferr s.r.o.

- 2) *Zarážka pneumatická* v provedení P2 je stejné konstrukce jako zarážka ruční, navíc je však doplněna pneumatickým válcem a ovládacím ventilem. Ovládání je ruční pomocí jednoduchého vzduchového ventilu nebo lankem.
- 3) *Zarážka koncová* v provedení P5 je neprůjezdná. Umisťuje se na konec tratě na sekci opatřenou kloubovým spojem se zámkem.



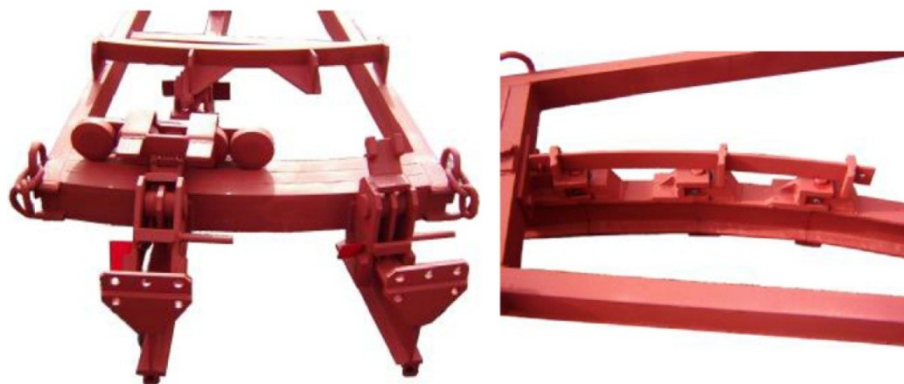
Obr. 4 – Koncová zarážka P5 Strojferr s.r.o.

- 4) *Zarážka manipulační* v provedení P6 je neprůjezdná, slouží k dočasnému zneprůjezdnění na libovolném úseku závěsné dráhy. Je univerzální pro ZD 24 i ZD 80.



Obr. 5 – Manipulační zarážka P6 Strojferr s.r.o.

- d) Výhybka – usnadňuje rozvětvení závěsné dráhy do více směrů. Ovládá se ručně nebo pneumaticky. Průjezd je dovolen vždy jen v jednom směru, druhé směry jsou blokovány proti eventuálnímu ujetí vozíků z dráhy.



Obr. 6 – Manuální výhybka

- e) Točna – umožňuje změnu dopravy do dvou na sebe kolmých směrů. Naklad umístěný na vozících po najetí na úsek točny se ručním otáčením rámu přemístí do žádaného směru. Předchozí úsek je blokován proti sjetí vozíku aretační západkou. V současné době se již točen nepoužívá, jsou nahrazeny objezdy pomocí výhybek.
- f) Zvedací zařízení – je umístěno stabilně na překládacím úseku trati a pomocí něho se zvedá nebo spouští břemeno. Seříznutá část dráhy kolejnice nebo profilu I se spouští přes kladku na laně vrátku umístěného na rámu zvedacího zařízení. Vrátek má brzdící dojezdový mechanismus.
- g) Převážní prostředek – slouží k přepravě drobného, kusového, sypkého a kapalného materiálu. Při řešení závěsných drážek bylo nutno řešit dopravu tak, aby se co nejvíce snížil počet překládacích míst při dopravě „povrch-důl“ [1].

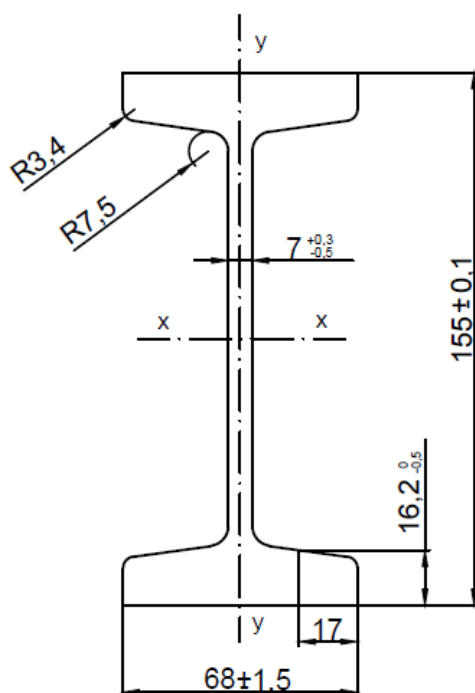
Požadavky na konstrukci přepravního prostředku:

- 1) Jednoduchost konstrukce
- 2) Snadné skladování
- 3) Jednoduchou manipulaci kolej-závěsná drážka
- 4) Snadnou návaznost z povrchu do dolu
- 5) Stohování
- 6) Dosažení maximálního objemu i ve ztížených podmínkách v důlním provozu
- 7) Malá hmotnost
- 8) Nízké výrobní náklady



Obr. 7 – Hydraulické transportní zařízení NZH2/4 firmy Ferrit s.r.o.

4. Výpočet maximální únosnosti profilu I155



Obr. 8 – Schéma profilu I155

Průřezové charakteristiky:

$$W_x = \frac{I_x}{e} = \frac{11698254,628}{77,5} = 150945,221 \text{ mm}^3$$

(1)

$$W_y = \frac{I_y}{e} = \frac{23028,105}{34} = 677,300 \text{ mm}^3$$

(2)

Tab. 1 – Parametry profilu I155

I155				
Těžiště		Hmotnost	Plocha	Mez pevnosti
X	Y	m _m	S	Re
[mm]	[mm]	[kg/m]	[mm ²]	[MPa]
34	77,5	23,7	3059,02	333
Průřezový moment		Kvadratický moment		
W _x	W _y	J _x	J _y	
[mm ³]	[mm ³]	[mm ⁴]	[mm ⁴]	
150945,22	23028,16	11698254,63	782955,583	

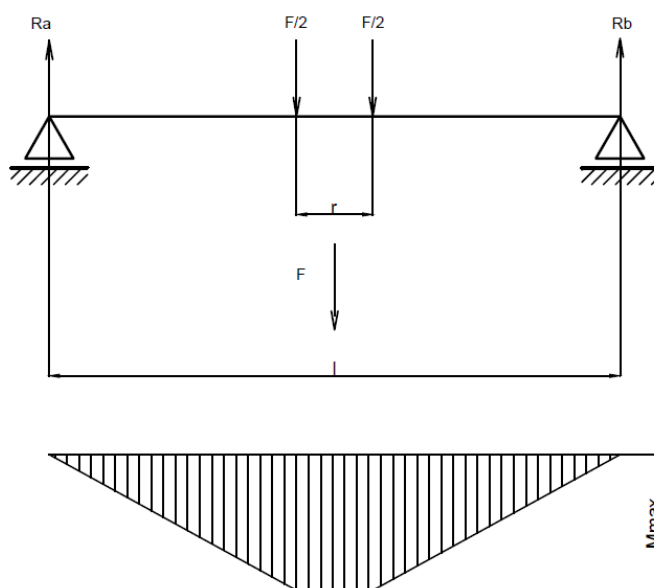
4.1 Symetrický výpočet maximální únosnosti profilu I155

- vše je počítáno pro nejmenší možnou rozteč mezi vozíky jakožto nejkritičtější možnost.

Tab. 2 – Rozměry rozmístění vozíků

Rozteč koleček	Rozteč vozíků	Délka sekce
r	l_1	l
[m]	[m]	[m]
0,2	0,4	1,5

Výpočet pro 1 vozík:



Obr. 9 – Schéma zatížení 1 vozíkem

Výpočet reakcí:

Pro symetrické rozložení sil od vozíků použije pro výpočet reakcí vzorec $R = \frac{V \cdot F}{2}$ [N]

$$\sum F_y = 0 \quad R_a + R_b - F = 0 \Rightarrow R_a = R_b = \frac{F}{2} \quad (3)$$

Maximální moment:

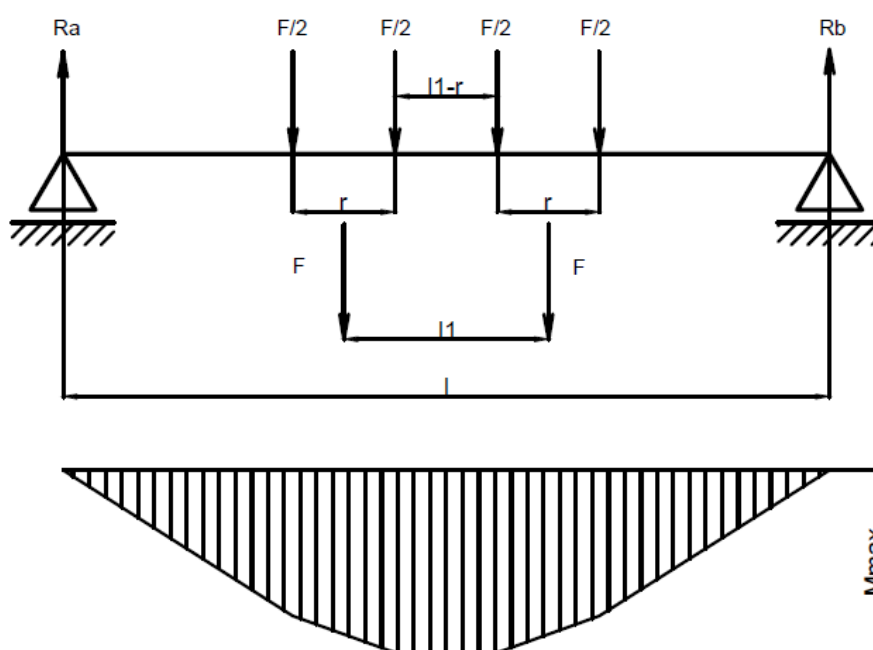
$$M_{\max} = R_a \cdot \left(\frac{l}{2} \right) = \frac{F}{2} \cdot 0,65 = 7 \cdot 0,325 \text{ Nm} \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \Rightarrow r_{\max} = \sigma \cdot W_x \Rightarrow r_{\max} = \frac{Re \cdot W_x}{k} \Rightarrow \cdot g \cdot 0,325 = \frac{Re \cdot W_x}{k} \quad (5)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{Re \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,325} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,325} = 1255 \text{ kg} \quad (6)$$

Výpočet pro 2 vozíky:



Obr. 9 – Schéma zatížení 2 vozíky

Výpočet reakcí:

$$\sum \dot{i}_y = 0 \quad R_a + R_b - 2F = 0 \Rightarrow R_a = R_b = \tau \quad (7)$$

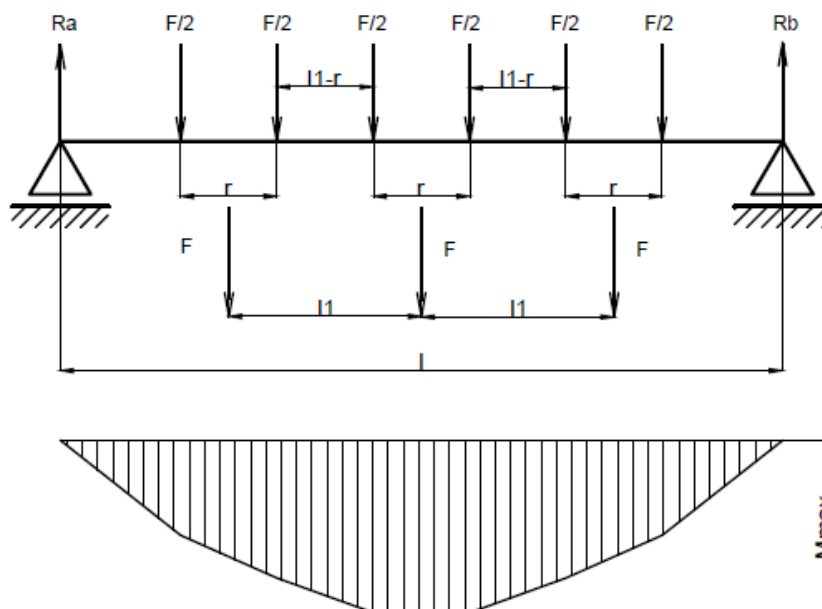
Maximální moment:

$$M_{\max} = R_a \cdot \left(\frac{l_1 - r}{2} \right) - \frac{\tau}{2} \cdot r = \tau \cdot \left(\frac{1,5 - 0,2}{2} \right) - \frac{\tau}{2} \cdot 0,2 = \tau \cdot 0,55 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,55} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,55} = 105 \text{ kg} \quad (9)$$

Výpočet pro 3 vozíky:



Obr. 9 – Schéma zatížení 3 vozíky

Výpočet reakcí:

$$\sum \uparrow F_y = 0 \quad R_a + R_b - F = 0 \Rightarrow R_a = R_b = \frac{3 \cdot F}{2} \quad (10)$$

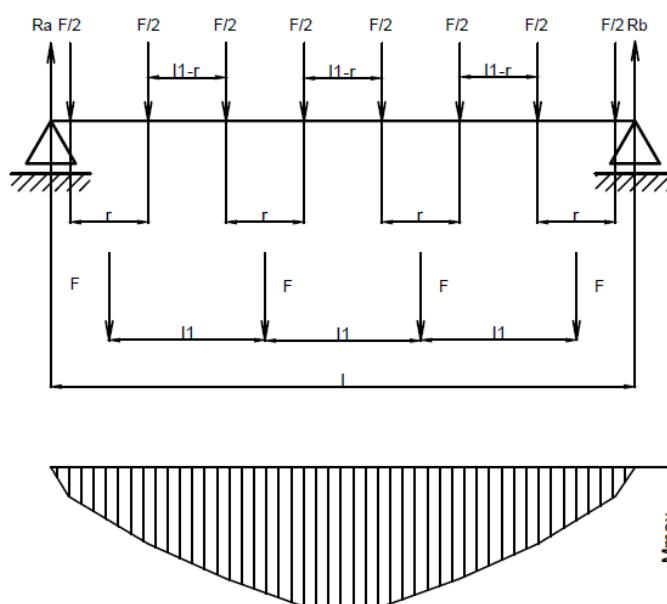
Maximální moment:

$$M_{\max} = R_a \cdot \left(\frac{l-r}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(+l-r \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(-r \right) = \frac{3 \cdot F}{2} \cdot \left(\frac{0,5-0,2}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot 0,4 - \frac{F}{2} \cdot 0,2 = F \cdot 0,675 \quad (11)$$

Maximální nosnost

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,675} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,675} = 1530 \text{ kg} \quad (12)$$

Výpočet pro 4 vozíky:



Obr. 10 – Schéma zatížení 4 vozíky

Výpočet reakcí:

$$\sum \vec{i}_y = 0 \quad R_a + R_b - 4F = 0 \Rightarrow R_a = R_b = 2 \cdot F \quad (13)$$

Maximální moment:

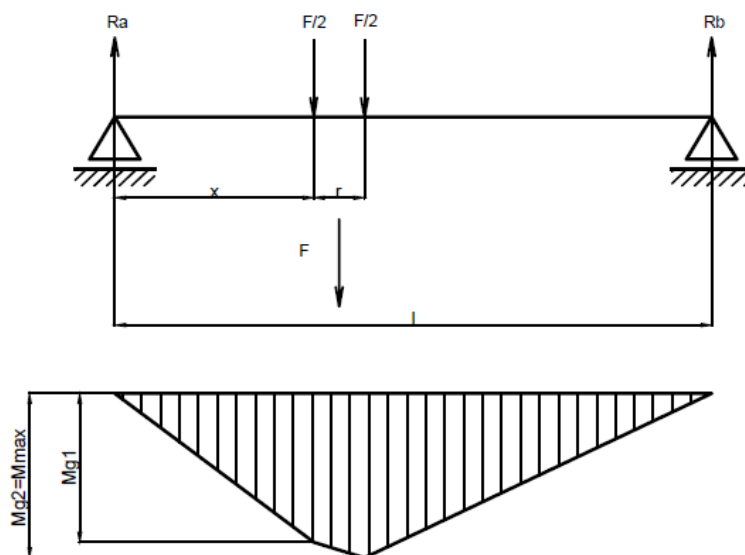
$$\begin{aligned} M_{\max} &= R_a \cdot \left(\frac{l - l_1 - r}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot (r + l_1 - r) - \frac{F}{2} \cdot (r + l_1 - r) - \frac{F}{2} \cdot r = \\ &= 2 \cdot F \cdot \left(\frac{1,5 - 1,2}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot 0,3 - \frac{F}{2} \cdot 0,2 - \frac{F}{2} \cdot 0,1 = F \cdot 0,7 \end{aligned} \quad (14)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{\kappa \cdot g \cdot 0,7} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,7} = 1423 \quad \text{kg} \quad (15)$$

4.2 Asymetrický výpočet maximální únosnosti profilu I155

Výpočet pro 1 vozík:



Obr. 11 – Schéma zatížení 1 vozíkem

Výpočet reakcí:

$$\sum F_{i_x} = 0$$

$$\sum F_{i_y} = 0 \Rightarrow R_a + R_b - F = 0$$

$$\sum M_{i_A} = 0 \Rightarrow R_b \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (x + r) - \frac{F}{2} \cdot x = 0$$

(16)

$$R_b = F \cdot \frac{(x + 2r)}{2 \cdot l} \Rightarrow R_a = F \cdot \left(1 - \frac{(x + 2r)}{2 \cdot l} \right)$$

(17)

Momentové rovnice :

$$M_{g1} = R_a \cdot x$$

$$M_{\max} = M_{g2} = R_b \cdot (x + r) = F \cdot \frac{(0,2 + 0,2)}{3} \cdot (0,5 - 0,6 - 0,2) = F \cdot 0,327$$

(18)

Maximální nosnost:

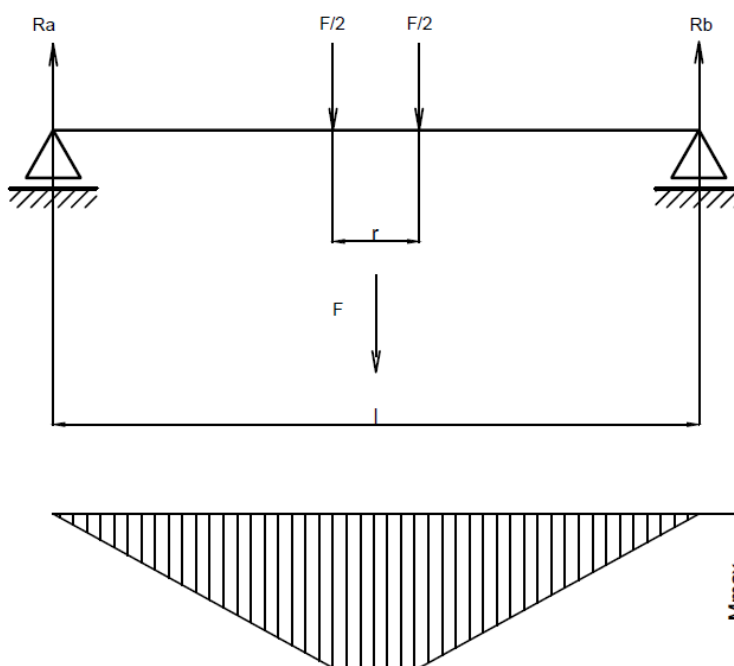
$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,327} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,327} = 1223 \text{ kg}$$

(19)

Pozn.:

Je ještě jedna možnost jak vypočítat tento nosník, ale je potřeba znát parciální derivace a je zdouhavější. Ovšem pokud nemáme k dispozici Excel nebo podobný program kde bychom si nasimulovali průběh posouvajících se sil. Uvedu proto výpočet jen pro jeden vozík pro ostatní je postup analogický.

Výpočet pro 1 vozík pomocí hledání extrému:



Obr. 12 – Schéma zatížení 1 vozíku

Výpočet reakcí:

$$\sum F_{i_x} = 0$$

$$\sum F_{i_y} = 0 \Rightarrow R_a + R_b - F = 0$$

$$\sum M_{i_B} = 0 \Rightarrow R_a \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (-x) - \frac{F}{2} \cdot (-x - r) = 0 \quad (20)$$

Výpočet reakce \$R_a\$ z momentové rovnice:

$$R_a = F \cdot \frac{2 \cdot l - 2 \cdot x - r}{2 \cdot l} \Rightarrow R_b = F \cdot \frac{2 \cdot x + r}{l} \quad (21)$$

Výpočet momentů pod silami působícími od koleček:

$$M_{g1} = \mathcal{R}_a \cdot x = \mathcal{F} \cdot x \cdot \frac{2 \cdot l - 2 \cdot x - r}{2 \cdot l} = \mathcal{F} \cdot \frac{l - x - \frac{r}{2}}{l} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} M_{g2} &= \mathcal{R}_a \cdot \left(\frac{r}{2} + x \right) = \mathcal{F} \cdot \frac{2 \cdot x \cdot l - \frac{1}{2} \cdot x^2 - \frac{1}{2} \cdot r \cdot l + \frac{1}{2} \cdot x \cdot r - \frac{r^2}{2} - \frac{1}{2} \cdot r \cdot l}{2 \cdot l} = \\ &= \frac{\mathcal{F}}{2 \cdot l} \cdot \left(2 \cdot x \cdot l - \frac{1}{2} \cdot x^2 - \frac{1}{2} \cdot x \cdot r - \frac{r^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (23)$$

Pokud maximální moment derivujeme pomocí vzdálenosti x a položíme ho nule získáme tím maximum:

$$\frac{dM_{g2}}{dx} \Big|_{x=x_m} = 0 = \frac{\mathcal{F}}{2 \cdot l} \cdot \left(2 \cdot x \cdot l - \frac{1}{2} \cdot x^2 - \frac{1}{2} \cdot x \cdot r - \frac{r^2}{2} \right) \quad (24)$$

$$\frac{dM_{g2}}{dx} \Big|_{x=x_m} = 0 = \frac{\mathcal{F}}{2 \cdot l} \cdot (2 \cdot l - \frac{1}{2} \cdot r - \frac{1}{2} \cdot x_m) = 0$$

$$2 \cdot l - \frac{1}{2} \cdot r - \frac{1}{2} \cdot x_m = 0$$

$$x_m = \frac{2 \cdot l - \frac{1}{2} \cdot r}{\frac{1}{2}} = \frac{3 - 0,6}{\frac{1}{2}} = 1,6 \text{ m} \quad (25)$$

Vzdálenost x_m dosadíme do momentu M_{g2} :

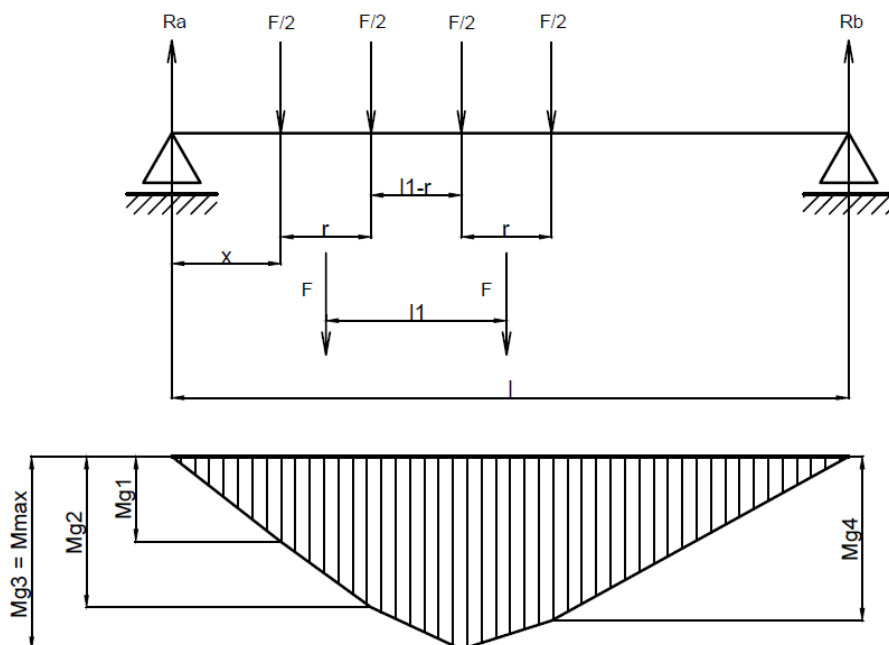
$$\begin{aligned} M_{\max} &= \mathcal{F} \cdot \frac{l - \frac{1}{2} \cdot r - \frac{1}{2} \cdot x_m}{l} = \\ &= \frac{\mathcal{F}}{l} \cdot \left[\frac{l - \frac{1}{2} \cdot l_1}{4} - \frac{l - \frac{1}{2} \cdot l_1}{4} + l \cdot l_1 - l_1^2 \right] = \\ &= \frac{\mathcal{F}}{l} \cdot \left[\frac{4 \cdot l^2 - 2 \cdot l \cdot l_1 + 1 \cdot l_1^2}{4} - \frac{4 \cdot l^2 - 2 \cdot l \cdot l_1 + 1 \cdot l_1^2}{8} + l \cdot l_1 - l_1^2 \right] = \\ &= \frac{\mathcal{F}}{l} \cdot \left(\frac{3 \cdot l^2 - 4 \cdot l \cdot l_1 + 8 \cdot l_1^2 - 4 \cdot l^2 + 2 \cdot l \cdot l_1 - 1 \cdot l_1^2 + 8 \cdot l \cdot l_1 - 8 \cdot l_1^2}{8} \right) = \\ &= \frac{\mathcal{F}}{8 \cdot l} \cdot (l^2 - 4 \cdot l \cdot l_1 + l_1^2) = \frac{\mathcal{F}}{16 \cdot l} \cdot (l - r)^2 = \mathcal{F} \cdot \frac{2,8^2}{24} = \mathcal{F} \cdot 0,327 \end{aligned} \quad (26)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{\text{Re} \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,327} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,327} = 223 \text{ kg} \quad (27)$$

Jak je vidět výsledky pomocí stanovení extrému jsou s totožnými výsledky, ale časově se tyto dvě metody nedají srovnávat. Proto budu dále pokračovat v počítání přes Excel.

Výpočet pro 2 vozíky:



Obr. 13 – Schéma zatížení 2 vozíky

Výpočet reakcí:

$$\sum F_{i_x} = 0$$

$$\sum F_{i_y} = 0 \Rightarrow R_a + R_b - 4 \cdot F = 0$$

$$\sum M_{i_A} = 0 \Rightarrow R_b \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (x + r + x) - \frac{F}{2} \cdot (x + x) - \frac{F}{2} \cdot (x + x) - \frac{F}{2} \cdot x = 0$$

(28)

$$R_b = F \cdot \frac{x \cdot l_1 + 2 \cdot r + 4 \cdot x}{2 \cdot l} \Rightarrow R_a = F \cdot \left(2 - \frac{x \cdot l_1 + 2 \cdot r + 4 \cdot x}{2 \cdot l} \right)$$

(29)

Momentové rovnice:

$$M_{g1} = R_a \cdot x$$

$$M_{g2} = R_a \cdot (x + r) - \frac{F}{2} \cdot r$$

$$M_{g3} = R_a \cdot (x + r + x) - \frac{F}{2} \cdot l_1 - \frac{F}{2} \cdot (x - x)$$

$$M_{g4} = R_a \cdot l + \frac{F}{2} \cdot l_1 + \frac{F}{2} \cdot l_1 - \frac{F}{2} \cdot r \quad (30)$$

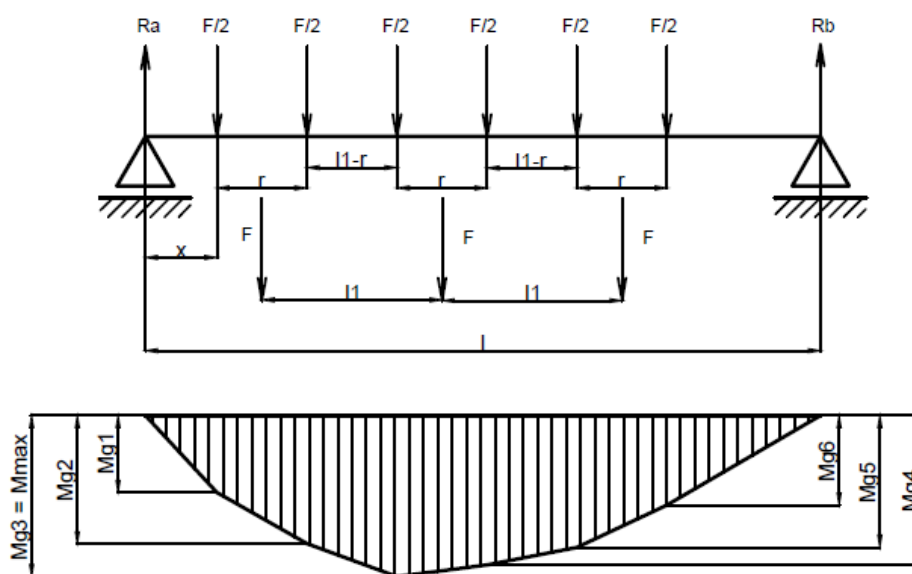
Z Excelu jsme zjistili, že maximální moment je M_{g3} a to ve vzdálenosti $x = 0,425$ m

$$M_{\max} = M_{g3} = R_a \cdot l + \frac{F}{2} \cdot l_1 - \frac{F}{2} \cdot l_1 + \frac{F}{2} \cdot l_1 - \frac{F}{2} \cdot r = 7 \cdot \left(2 - \frac{0,8 + 1,4 + 0,6}{3} \right) \cdot 0,825 - 7 \cdot 0,2 - 7 \cdot 0,1 = 7 \cdot 0,552 \text{ Nm} \quad (31)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,552} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,552} = 1094 \text{ kg} \quad (32)$$

Výpočet pro 3 vozíky:



Obr. 14 – Schéma zatížení 3 vozíky

Výpočet reakcí:

$$\begin{aligned} \sum F_{i_x} &= 0 \\ \sum F_{i_y} &= 0 \Rightarrow R_a + R_b - 6 \cdot F = 0 \\ \sum M_{i_A} &= 0 \Rightarrow R_b \cdot l - \frac{F}{2} \cdot l_1 + r + x - \frac{F}{2} \cdot l_1 + r + x - \frac{F}{2} \cdot l_1 + r + x - \\ &\quad - \frac{F}{2} \cdot l_1 + x - \frac{F}{2} \cdot l_1 + x - \frac{F}{2} \cdot x = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

$$R_b = F \cdot \frac{6 \cdot l_1 + 3 \cdot r + 6 \cdot x}{2 \cdot l} \Rightarrow R_a = F \cdot \left(3 - \frac{6 \cdot l_1 + 3 \cdot r + 6 \cdot x}{2 \cdot l} \right) \quad (34)$$

Momentové rovnice:

$$\begin{aligned} M_{g1} &= R_a \cdot x \\ M_{g2} &= R_a \cdot \left(x + \frac{r}{2} \right) - \frac{q}{2} \cdot r \\ M_{g3} &= R_a \cdot \left(x + l_1 \right) - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot \left(x + \frac{r}{2} \right) \\ M_{g4} &= R_a \cdot \left(x + l_1 + \frac{r}{2} \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(x + \frac{r}{2} \right) - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot r \\ M_{g5} &= R_a \cdot \left(x + 2 \cdot l_1 + \frac{r}{2} \right) - \frac{q}{2} \cdot 2 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot \left(x + l_1 \right) - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot \left(x + \frac{r}{2} \right) \end{aligned} \quad (35)$$

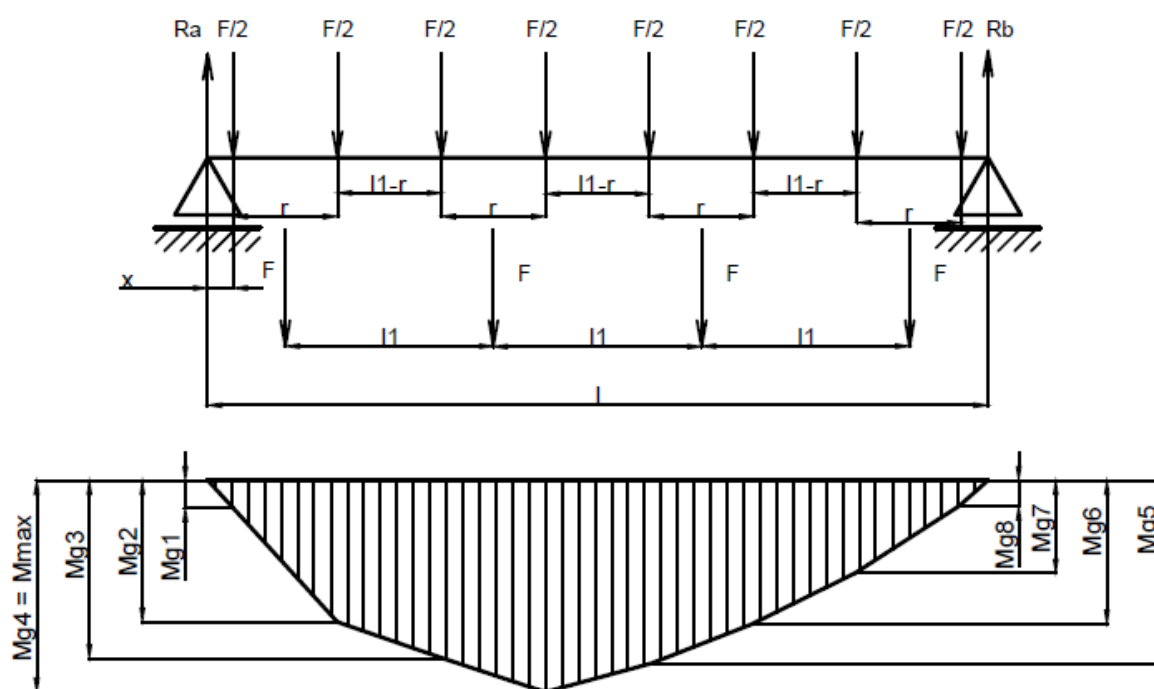
Z Excelu jsme zjistili, že maximální moment je M_{g3} a to ve vzdálenosti $x = 0,275$ m

$$\begin{aligned} M_{\max} = M_{g3} &= R_a \cdot \left(x + l_1 \right) - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot \left(x + \frac{r}{2} \right) = 7 \cdot \left(3 - \frac{2,4 + 1,6 + 0,65}{3} \right) \cdot 0,675 - \\ &- 7 \cdot 0,2 - 7 \cdot 0,1 = 7 \cdot 0,678 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (36)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,678} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,678} = 1519 \text{ kg} \quad (37)$$

Výpočet pro 4 vozíky:



Obr. 15 – Schéma zatížení 4 vozíky

Výpočet reakcí:

$$\sum F_{i_x} = 0$$

$$\sum F_{i_y} = 0 \Rightarrow R_a + R_b - 4 \cdot F = 0$$

$$\sum M_{i_A} = 0 \Rightarrow R_b \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (l_1 + r + x) - \frac{F}{2} \cdot (l_1 + x) - \frac{F}{2} \cdot (l_1 + r + x) - \frac{F}{2} \cdot (l_1 + x) - \frac{F}{2} \cdot (r + x) - \frac{F}{2} \cdot (r + x) - \frac{F}{2} \cdot (r + x) - \frac{F}{2} \cdot x = 0 \quad (38)$$

$$R_b = F \cdot \frac{(2 \cdot l_1 + 4 \cdot r + 8 \cdot x)}{2 \cdot l} \Rightarrow R_a = F \cdot \left(4 - \frac{(2 \cdot l_1 + 4 \cdot r + 8 \cdot x)}{2 \cdot l} \right) \quad (39)$$

Momentové rovnice:

$$M_{g1} = R_a \cdot x$$

$$M_{g2} = R_a \cdot \left(\frac{l_1}{2} + r \right) - \frac{F}{2} \cdot r$$

$$M_{g3} = R_a \cdot \left(\frac{l_1}{2} + r + l_1 \right) - \frac{F}{2} \cdot l_1 - \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{2} + r \right)$$

$$M_{g4} = R_a \cdot \left(\frac{l_1}{2} + r + l_1 + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{2} + r \right) - \frac{F}{2} \cdot l_1 - \frac{F}{2} \cdot r$$

$$\begin{aligned}
M_{g5} &= R_a \cdot \frac{1}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot 2 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 \\
M_{g6} &= R_a \cdot \frac{1}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot 2 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 \\
M_{g7} &= R_a \cdot \frac{1}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot 3 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot 2 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 \\
M_{g8} &= R_a \cdot \frac{1}{2} \cdot l_1 + 3 \cdot \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot 3 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot 2 \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot l_1 \\
(40)
\end{aligned}$$

Z Excelu jsme zjistili, že maximální moment je M_{g4} a to ve vzdálenosti $x = 0,1$ m

$$\begin{aligned}
M_{\max} &= M_{g4} = R_a \cdot \frac{1}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot l_1 + \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 - \frac{q}{2} \cdot l_1 = \\
&= 7 \cdot \left(1 - \frac{1,8 + 1,8 + 1,8}{3} \right) \cdot 0,7 - 7 \cdot 0,3 - 7 \cdot 0,2 - 7 \cdot 0,1 = \\
&= 7 \cdot 0,707 \text{ Nm}
\end{aligned}
\tag{41}$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,707} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,707} = 1415 \text{ kg}
\tag{42}$$

Potvrdil se můj předpoklad, že největší ohybový moment bude ve středu a symetrické rozestavení vozíků se od asymetrického liší zcela nepatrně.

Zběžným výpočtem jsem zjistil, že vlastní tíha profilu I 155 o délce není ani 1% z vypočítaných nosností. Proto u symetrického rozložení vozíků odečtu 2% a u asymetrického rozložení 3% maximální nosností. U asymetrického rozložení 3%, protože mohlo dojít k posunutí maximálního ohybového momentu. Hodnoty maximálních nosností jsou uvedeny v tabulce 3.

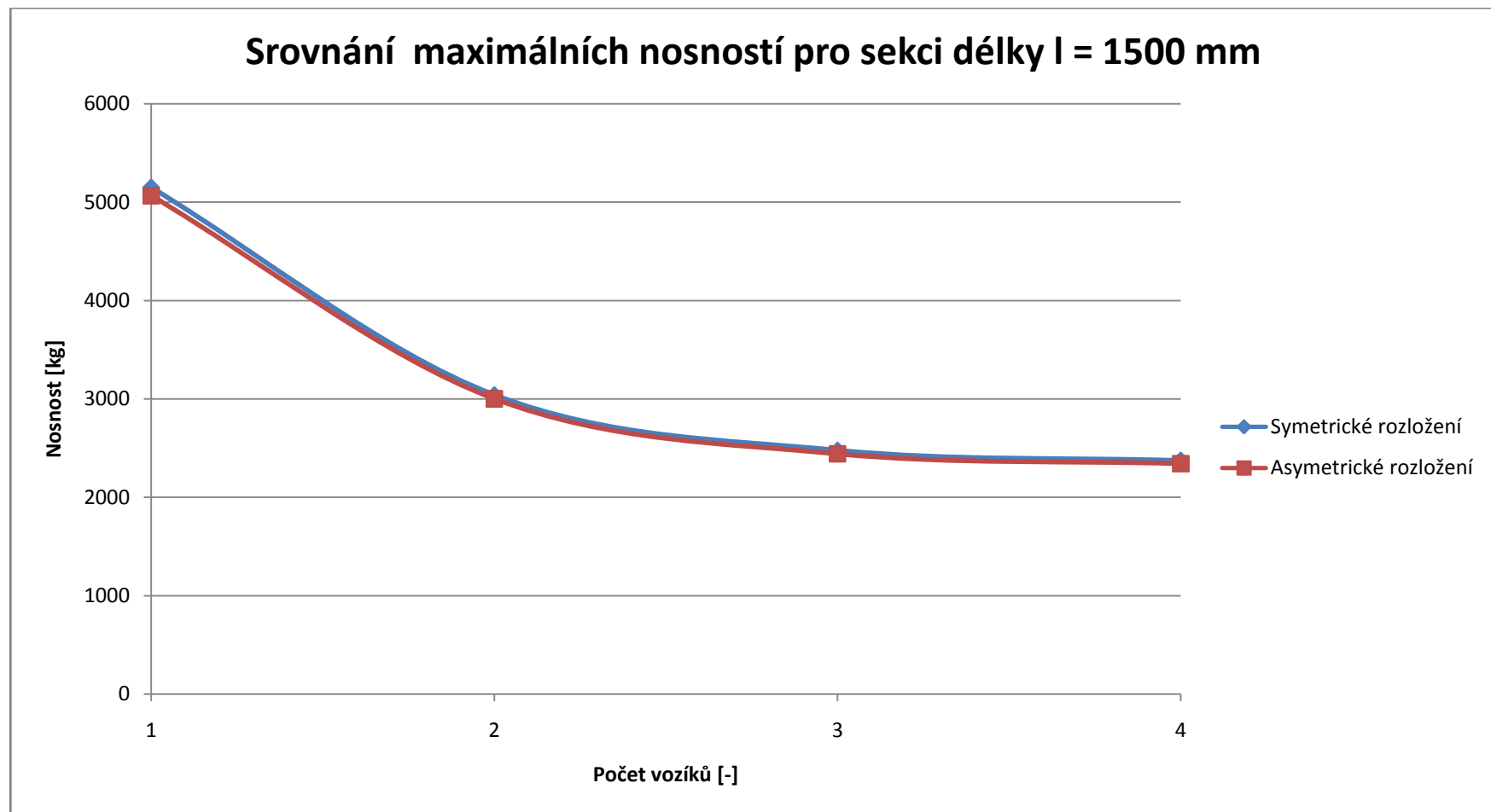
Přepočet výsledných nosností s ohledem na vlastní hmotnost profilu I155:

$$\begin{aligned}
 m_{sv1} &= \frac{n_{1s}}{100} \cdot 98 = \frac{5255}{100} \cdot 98 = 5149 \text{ kg} \\
 m_{sv2} &= \frac{n_{2s}}{100} \cdot 98 = \frac{3105}{100} \cdot 98 = 3042 \text{ kg} \\
 m_{sv3} &= \frac{n_{3s}}{100} \cdot 98 = \frac{2530}{100} \cdot 98 = 2479 \text{ kg} \\
 m_{sv4} &= \frac{n_{4s}}{100} \cdot 98 = \frac{2423}{100} \cdot 98 = 2374 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{43}$$

$$\begin{aligned}
 m_{av1} &= \frac{n_{1a}}{100} \cdot 98 = \frac{5223}{100} \cdot 97 = 5066 \text{ kg} \\
 m_{av2} &= \frac{n_{2a}}{100} \cdot 98 = \frac{3094}{100} \cdot 97 = 3001 \text{ kg} \\
 m_{av3} &= \frac{n_{3a}}{100} \cdot 98 = \frac{2519}{100} \cdot 97 = 2443 \text{ kg} \\
 m_{av4} &= \frac{n_{4a}}{100} \cdot 98 = \frac{2415}{100} \cdot 97 = 2342 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{44}$$

Tab. 3 – Srovnání maximálních nosností profilu I155 o délce l = 1500 mm

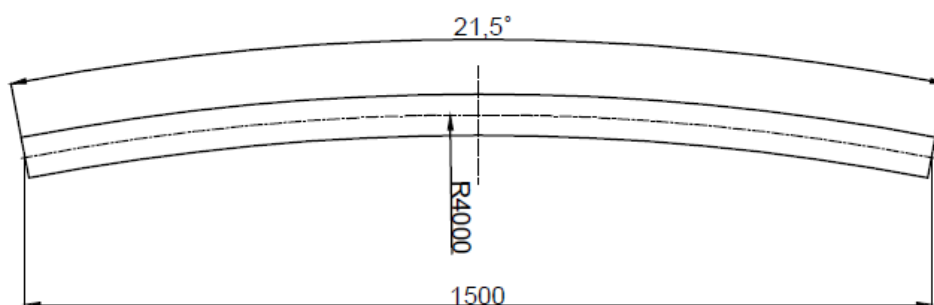
Počet vozíků	Maximální nosnost	
	Symetrické	Asymetrické
n	m _{sv}	m _{av}
[-]	[kg]	[kg]
1	5149	5066
2	3042	3001
3	2479	2443
4	2374	2342



Obr. 16 – Graf srovnání max. nosností

5. Výpočet maximální nosnosti v zatáčce dráhy ZD 24/D130

- po přepočtu zatáčky na rozvinutou délku zanedbávám rádius a počítám nosník rovinný, jelikož rozvinutá délka se liší o necelý milimetr.



Obr. 17 – Schéma sekce I155

Výpočet rozvinuté délky profilu I155:

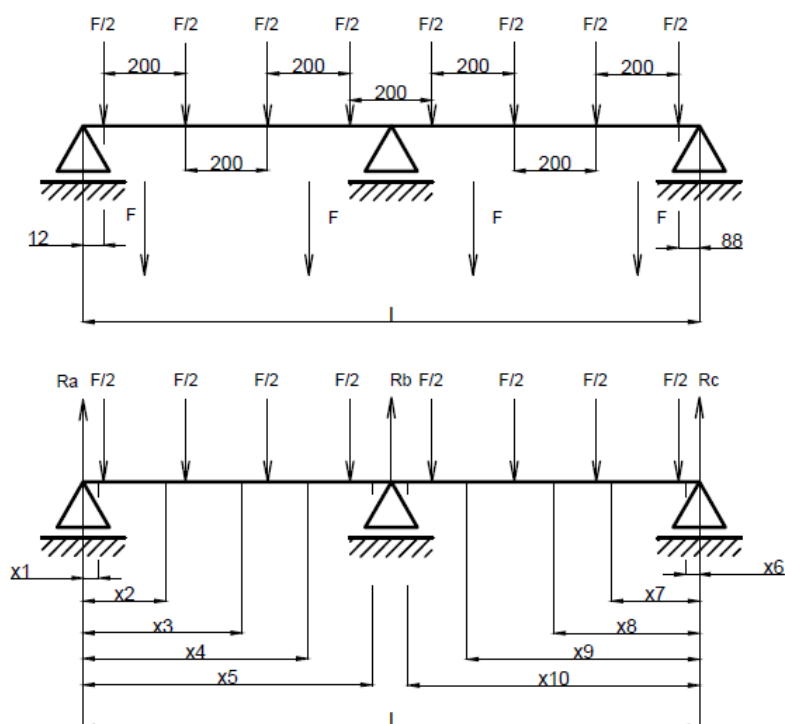
$$l_o = \frac{\pi \alpha R}{180} = \frac{\pi \cdot 21,5 \cdot 4000}{180} = 500,983 \text{ mm} \quad (45)$$

Z důvodu přehlednosti rozepíšu jen nejdelší výpočet únosnosti pro 4 vozíky. Tento výpočet obsahuje analogické rovnice. Liší se pouze počtem momentových rovnic a rozdílnou vzdáleností první síly vyvozené od kolečka vozíku od reakce R_a . Pro zatížení 1,2 a 3 vozíky uvedu pouze výsledné hodnoty reakcí a maximální nosností. V programu MitCalc 1.60 byly zjištěny maximální momenty a vzdálenosti od počátku. Hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab. 4 – Umístění maximálních momentů

Počet vozíků	Vzdálenost od R_a	Max. moment
n	x	M_{\max}
[-]	[mm]	[-]
1	291	M_{x_1}
2	106	M_{x_2}
3	86	M_{x_2}
4	12	M_{x_7}

Výpočet pro 4 vozíky



Obr. 18 - Schéma zatížení 4 vozíky

Rovnováha sil:

$$\begin{aligned}
 \sum F_{i_x} &= 0 \\
 \sum F_{i_y} &= 0 \Rightarrow R_a + R_b + R_c - 8 \cdot F = 0 \\
 \sum M_{i_c} &= 0 \Rightarrow R_a \cdot 1,5 \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (-1,012) - \frac{F}{2} \cdot (-1,212) - \frac{F}{2} \cdot (-1,412) - \\
 &- \frac{F}{2} \cdot (-1,612) - \frac{F}{2} \cdot (-1,812) - \frac{F}{2} \cdot (-0,012) - \frac{F}{2} \cdot (-0,212) - \\
 &- \frac{F}{2} \cdot (-0,412) + R_b \cdot 0,75 = 0
 \end{aligned} \tag{46}$$

Jelikož je úloha staticky neurčitá přidáváme deformační rovnici [2] :

$$\mu_c = \frac{\partial U}{\partial R_b} = 0 \tag{47}$$

Vyjádření reakcí:

$$R_a = F \cdot 3,152 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 1,9 - R_b \cdot 0,5 \tag{48}$$

Rozepsání deformační podmínky:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial Mx_1}{\partial R_b} &= F \cdot 3,152 - R_b \cdot 0,5 \cdot x_1 = -0,5 \cdot x_1 & x_1 \in [0,012; 0,012] \\
 \frac{\partial Mx_2}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_2 & x_2 \in [0,012; 0,212] \\
 \frac{\partial Mx_3}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_3 & x_3 \in [0,212; 0,412] \\
 \frac{\partial Mx_4}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_4 & x_4 \in [0,412; 0,612] \\
 \frac{\partial Mx_5}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_5 & x_5 \in [0,612; 0,75] \\
 \frac{\partial Mx_6}{\partial R_b} &= F \cdot 1,9 - R_b \cdot 0,5 \cdot x_6 = -0,5 \cdot x_6 & x_6 \in [0,088; 0,088] \\
 \frac{\partial Mx_7}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_7 & x_7 \in [0,088; 0,288] \\
 \frac{\partial Mx_8}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_8 & x_8 \in [0,288; 0,488] \\
 \frac{\partial Mx_9}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_9 & x_9 \in [0,488; 0,688] \\
 \frac{\partial Mx_{10}}{\partial R_b} &= -0,5 \cdot x_{10} & x_{10} \in [0,688; 0,75]
 \end{aligned} \tag{49}$$

Momentové rovnice:

$$\begin{aligned}
 Mx_1 &= R_a \cdot x_1 \\
 Mx_2 &= R_a \cdot x_2 - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_2 - 0,012 \rangle \\
 Mx_3 &= R_a \cdot x_3 - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_3 - 0,012 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_3 - 0,212 \rangle \\
 Mx_4 &= R_a \cdot x_4 - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_4 - 0,012 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_4 - 0,212 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_4 - 0,412 \rangle \\
 Mx_5 &= R_a \cdot x_5 - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_5 - 0,012 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_5 - 0,212 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_5 - 0,412 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_5 - 0,612 \rangle \\
 Mx_6 &= R_c \cdot x_6 \\
 Mx_7 &= R_c \cdot x_7 - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_7 - 0,088 \rangle \\
 Mx_8 &= R_c \cdot x_8 - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_8 - 0,088 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \bullet_8 - 0,288 \rangle
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Mx_9 &= R_c \cdot x_9 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_9 - 1,088 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_9 - 1,288 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_9 - 1,488 \rangle \\
Mx_{10} &= R_c \cdot x_{10} - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_{10} - 1,088 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_{10} - 1,288 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_{10} - 1,488 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_{10} - 1,688 \rangle
\end{aligned} \quad (50)$$

Rozepsání pomocí Castigliana:

$$\begin{aligned}
0 &= \int_0^{0,012} Mx_1 \cdot \frac{\partial Mx_1}{\partial R_b} dx_1 + \int_{0,012}^{0,212} Mx_2 \cdot \frac{\partial Mx_2}{\partial R_b} dx_2 + \int_{0,212}^{0,412} Mx_3 \cdot \frac{\partial Mx_3}{\partial R_b} dx_3 + \int_{0,412}^{0,612} Mx_4 \cdot \frac{\partial Mx_4}{\partial R_b} dx_4 + \\
&+ \int_{0,612}^{0,75} Mx_5 \cdot \frac{\partial Mx_5}{\partial R_b} dx_5 + \int_0^{0,088} Mx_6 \cdot \frac{\partial Mx_6}{\partial R_b} dx_6 + \int_{0,088}^{0,288} Mx_7 \cdot \frac{\partial Mx_7}{\partial R_b} dx_7 + \int_{0,288}^{0,488} Mx_8 \cdot \frac{\partial Mx_8}{\partial R_b} dx_8 + \\
&+ \int_{0,488}^{0,688} Mx_9 \cdot \frac{\partial Mx_9}{\partial R_b} dx_9 + \int_{0,688}^{0,75} Mx_{10} \cdot \frac{\partial Mx_{10}}{\partial R_b} dx_{10}
\end{aligned} \quad (51)$$

Dosadíme skutečné rozměry do rovnice (51):

$$\begin{aligned}
0 &= \int_0^{0,012} R_a \cdot x_1 \cdot \langle 1,5x_1 \rangle dx_1 = R_b \cdot 0,001 - F \cdot 0,0042 \\
0 &= \int_{0,012}^{0,212} \left(R_a \cdot x_2 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_2 - 1,012 \rangle \right) \langle 1,5x_2 \rangle dx_2 = R_b \cdot 0,000945 - F \cdot 0,00357 \\
0 &= \int_{0,212}^{0,412} \left(R_a \cdot x_3 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_3 - 1,012 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_3 - 1,212 \rangle \right) \langle 1,5x_3 \rangle dx_3 = R_b \cdot 0,0058 - F \cdot 0,0172 \\
0 &= \int_{0,412}^{0,612} Mx_4 \cdot \langle 1,5x_4 \rangle dx_4 = R_a \cdot x_4 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_4 - 1,012 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_4 - 1,212 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_4 - 1,412 \rangle = \\
&= R_b \cdot 0,0153 - F \cdot 0,0338 \\
0 &= \int_{0,612}^{0,75} Mx_5 \cdot \langle 1,5x_5 \rangle dx_5 = R_a \cdot x_5 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_5 - 1,012 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_5 - 1,212 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_5 - 1,412 \rangle - \\
&- \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_5 - 1,612 \rangle = R_b \cdot 0,0167 - F \cdot 0,0328 \\
0 &= \int_0^{0,088} Mx_6 \cdot \langle 1,5x_6 \rangle dx_6 = R_c \cdot x_6 = R_b \cdot 0,000057 - F \cdot 0,00022 \\
0 &= \int_{0,088}^{0,288} Mx_7 \cdot \langle 1,5x_7 \rangle dx_7 = R_c \cdot x_7 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_7 - 1,088 \rangle = R_b \cdot 0,0021 - F \cdot 0,00733 \\
0 &= \int_{0,288}^{0,488} Mx_8 \cdot \langle 1,5x_8 \rangle dx_8 = R_c \cdot x_8 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_8 - 1,088 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_8 - 1,288 \rangle = R_b \cdot 0,0082 - F \cdot 0,02614 \\
0 &= \int_{0,488}^{0,688} Mx_9 \cdot \langle 1,5x_9 \rangle dx_9 = R_c \cdot x_9 - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_9 - 1,088 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_9 - 1,288 \rangle - \frac{F}{2} \cdot \langle \epsilon_9 - 1,488 \rangle = \\
&= R_b \cdot 0,01763 - F \cdot 0,04133
\end{aligned}$$

$$0 = \int_{0,688}^{0,75} Mx_{10} \cdot (-0,5x_{10}) dx_{10} = R_c \cdot x_{10} - \frac{F}{2} \cdot \left(x_{10} - 0,088 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(x_{10} - 0,288 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(x_{10} - 0,488 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(x_{10} - 0,688 \right) = R_b \cdot 0,0087 - F \cdot 0,02125 \quad (52)$$

Výsledný součet a vyjádření reakce R_b a dosazení do reakcí R_a a R_c :

$$\begin{aligned} 0 &= R_b \cdot 0,07643 - F \cdot 0,06604 \\ R_b &= F \cdot 0,8688 \end{aligned} \quad (53)$$

$$R_a = F \cdot 3,152 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 1,9 - R_b \cdot 0,5$$

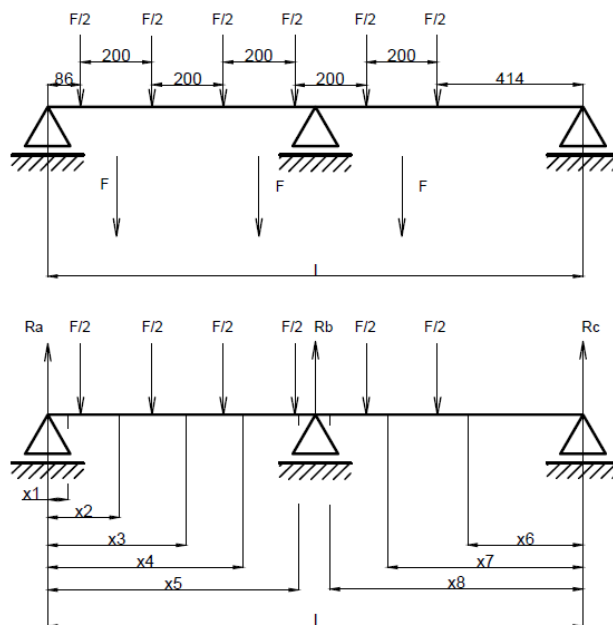
$$\begin{aligned} R_a &= F \cdot 3,152 - R_b \cdot 0,5 = F \cdot 2,7176 \\ R_c &= F \cdot 1,9 - R_b \cdot 0,5 = F \cdot 1,4656 \end{aligned} \quad (54)$$

Maximální moment:

$$Mx_7 = M_{\max} = R_c \cdot 0,288 - \frac{F}{2} \cdot 0,2 = F \cdot 0,3221 \quad (55)$$

$$m = \frac{Re \cdot Wx}{k \cdot g \cdot 0,3221} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,3221} = 1302 \text{ kg} \quad (56)$$

Výpočet pro 3 vozíky



Obr. 19 - Schéma zatížení 3 vozíky

Rovnováha sil

$$\Sigma F_{i_x} = 0$$

$$\Sigma F_{i_y} = 0 \Rightarrow R_a + R_b + R_c - 1 \cdot F = 0$$

$$\Sigma M_{i_c} = 0 \Rightarrow R_a \cdot 1,5 \cdot l - \frac{F}{2} \cdot \left(-1,086 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(-1,286 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(-1,486 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(-1,686 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(-1,886 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(-2,086 \right) + R_b \cdot 0,75 = 0 \quad (57)$$

Deformační rovnice :

$$\mu_c = \frac{\partial U}{\partial R_b} = 0$$

Vyjádření reakcí:

$$R_a = F \cdot 1,828 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 1,172 - R_b \cdot 0,5 \quad (58)$$

$$0 = R_b \cdot 0,2408 - F \cdot 0,1574$$

$$R_b = F \cdot 1,53$$

$$R_a = F \cdot 1,828 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 1,172 - R_b \cdot 0,5$$

$$R_a = F \cdot 1,828 - R_b \cdot 0,5 = F \cdot 1,063$$

$$R_c = F \cdot 1,172 - R_b \cdot 0,5 = F \cdot 0,407 \quad (59)$$

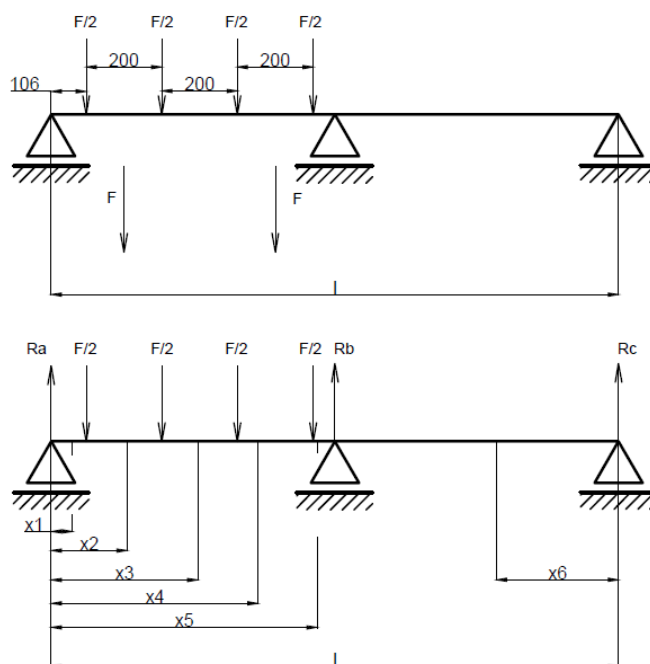
Maximální moment:

$$M_{x_2} = M_{\max} = R_a \cdot 0,286 - \frac{F}{2} \cdot 0,2 = F \cdot 0,204 \quad (60)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,204} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,204} = 1372 \text{ kg} \quad (61)$$

Výpočet pro 2 vozíky



Obr. 20 - Schéma zatížení 2 vozíky

Rovnováha sil:

$$\begin{aligned}
 \sum F_{i_x} &= 0 \\
 \sum F_{i_y} &= 0 \Rightarrow R_a + R_b + R_c - 4 \cdot F = 0 \\
 \sum M_{i_c} &= 0 \Rightarrow R_a \cdot 1,5 \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (-1,106) - \frac{F}{2} \cdot (-1,306) - \frac{F}{2} \cdot (-1,506) - \\
 &\quad - \frac{F}{2} \cdot (-1,706) + R_b \cdot 0,75 = 0
 \end{aligned} \tag{62}$$

Jelikož je úloha staticky neurčitá přidáváme deformační rovnici :

$$\mu = \frac{\partial U}{\partial R_b} = 0$$

Vyjádření reakcí:

$$R_a = F \cdot 1,587 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 0,541 - R_b \cdot 0,5 \tag{63}$$

$$0 = R_b \cdot 0,1371 - F \cdot 0,2063$$

$$R_b = F \cdot 1,505 \quad (64)$$

$$R_a = F \cdot 1,587 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 0,541 - R_b \cdot 0,5$$

$$R_a = F \cdot 1,587 - R_b \cdot 0,5 = F \cdot 0,8345$$

$$R_c = F \cdot 0,541 - R_b \cdot 0,5 = -F \cdot 0,2115 \quad (65)$$

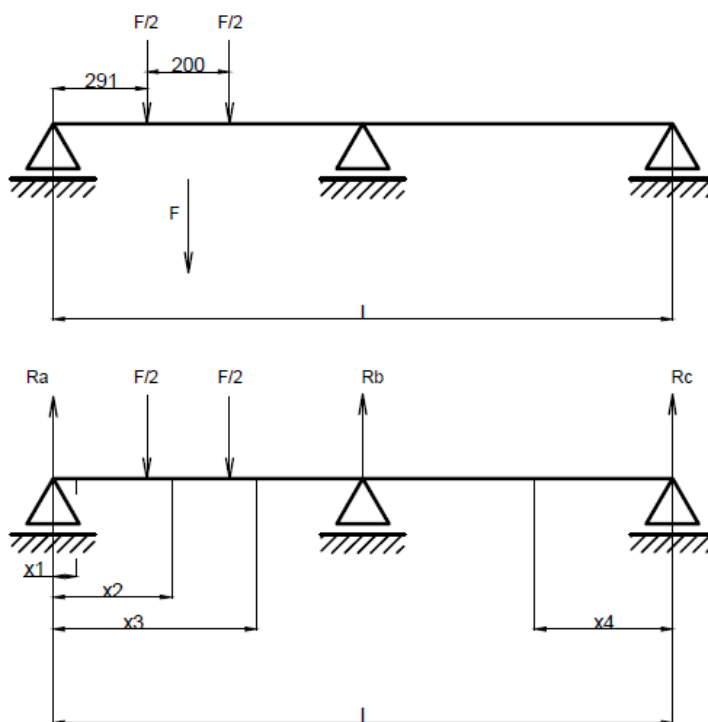
Maximální moment:

$$Mx_2 = M_{\max} = R_a \cdot 0,306 - \frac{F}{2} \cdot 0,2 = F \cdot 0,155 \quad (66)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{\kappa \cdot g \cdot 0,155} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,155} = 1018 \text{ kg} \quad (67)$$

Výpočet pro 1 vozík



Obr. 21 - Schéma zatížení 1 vozíkem

Rovnováha sil:

$$\begin{aligned}\Sigma F_{i_x} &= 0 \\ \Sigma F_{i_y} &= 0 \Rightarrow R_a + R_b + R_c - F = 0 \\ \Sigma M_{i_c} &= 0 \Rightarrow R_a \cdot 1,5 \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (-1,291) - \frac{F}{2} \cdot (-1,491) + R_b \cdot 0,75 = 0\end{aligned}\quad (68)$$

Deformační rovnice :

$$\mu = \frac{\partial U}{\partial R_b} = 0$$

Vyjádření reakcí:

$$R_a = F \cdot 0,739 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 0,261 - R_b \cdot 0,5 \quad (69)$$

$$\begin{aligned}0 &= R_b \cdot 0,05443 - F \cdot 0,0352 \\ R_b &= F \cdot 0,6464\end{aligned}\quad (70)$$

$$R_a = F \cdot 0,739 - R_b \cdot 0,5 \Rightarrow R_c = F \cdot 0,261 - R_b \cdot 0,5$$

$$\begin{aligned}R_a &= F \cdot 0,739 - R_b \cdot 0,5 = F \cdot 0,4158 \\ R_c &= F \cdot 0,261 - R_b \cdot 0,5 = -F \cdot 0,0622\end{aligned}$$

Maximální moment:

$$M_{x_1} = M_{\max} = R_a \cdot 0,291 = F \cdot 0,121 \quad (71)$$

Maximální nosnost:

$$m = \frac{R_e \cdot W_x}{k \cdot g \cdot 0,121} = \frac{333 \cdot 150,945}{3 \cdot 9,81 \cdot 0,121} = 4115 \text{ kg} \quad (72)$$

Síly působící na závěsnou dráhu:

a) *Tíhová síla*

- Na tuto sílu je počítána maximální nosnost

$$F = n \cdot g \quad (73)$$

b) *Dostředivá síla*

- Tato síla působí do středu poloměru a je vyvozena silou odstředivou, která působí na vozíky a jiné dopravované předměty a zařízení
- Tuto sílu jsem volil podle maximální přípustné hmotnosti na vozík což je $m_{\max} = 5000 \text{ kg}$ a dovolenou rychlost v zatáčce $v_{\max} = 2 \text{ km/hod.}$ U volby rychlosti jsem vycházel z poskytnutých informací.

$$v_{\max} = \frac{v}{3,6} = \frac{2}{3,6} = 0,556 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (74)$$

$$F_D = n_{\max} \cdot \frac{v_{\max}^2}{R} = 1000 \cdot \frac{0,556^2}{4} = 86,42 \text{ N} \quad (75)$$

c) *Síla od vlastní hmotnosti*

- Tato síla je vyvozena vlastní hmotností profilu I155

$$F_g = n_l \cdot l_o \cdot g = 13,7 \cdot 1,500983 \cdot 9,81 = 148,97 \text{ N} \quad (76)$$

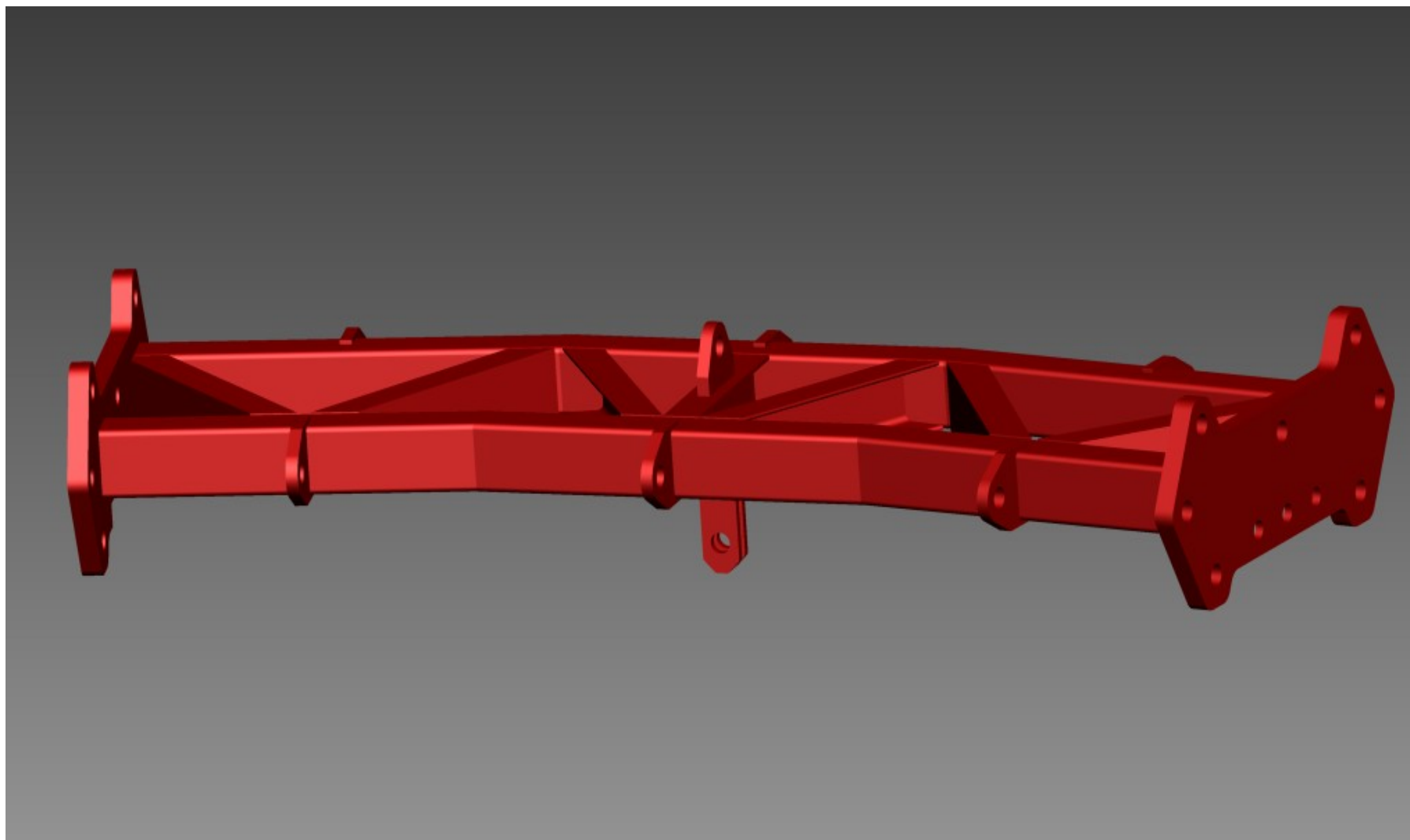
Vzhledem k vypočteným hodnotám maximálních nosností jsou tyto síly snižující nosnost relativně zanedbatelné, ale zahrnuje ve výpočtu a nahradím je koeficientem o hodnotě $k = 0,98$, kterým vynásobím výsledné nosnosti.

Přepočet na skutečnou nosnost:

$$\begin{aligned} m_1 &= n \cdot k = 4115 \cdot 0,98 = 3833 \text{ kg} \\ m_2 &= n \cdot k = 1018 \cdot 0,98 = 0798 \text{ kg} \\ m_3 &= n \cdot k = 1372 \cdot 0,98 = 1205 \text{ kg} \\ m_4 &= n \cdot k = 1302 \cdot 0,98 = 1196 \text{ kg} \end{aligned} \quad (77)$$

Tab. 5 – Přepočítaná nosnost s ohledem na působící síly

Počet vozíků	Nosnost
[-]	[kg]
1	13 833
2	10 798
3	8 205
4	5 196



Obr. 22 - Finální návrh výztuže zatáčky

6. Příčnický

Jako náhrada za vyztuženou zatačku byly navrženy příčnický. Hlavní požadavky byly vytvořit uchycení, které by dobře odolávalo působícím silám a hlavně zajistit uchycení závěsné dráhy s ohledem na malý prostor v dolech. Tyto příčnický jsou již zkoušeny a v nejbližší době se mají dostat do provozu. Zběžné srovnání výztuhy a příčnicku je uvedeno v tab. 7

Jejich zaoblený tvar a vyvýšený střed je schválně kvůli ohybovému momentu, který se tímto do určité míry redukuje.

Příčnický máme dva:

- 1) Příčnický na čelní desku
- 2) Příčnický na kotvící desku

Tyto dva příčnický se od sebe liší pouze ve středové části, kde se uchycují, a příčnický na kotvící desku nemá střední díru pro třmen. Jinak jsou oba ze stejného materiálu tvaru i rozměrů.

Materiály jednotlivých částí příčnicku:

- 1) Tělo příčnicku – na tělo příčnicku byla použita ocel 11 523
- 2) Čep třmenu – u třmenu byla použita ocel 13 240, která se ještě zušlechťuje na $1030 \pm 00 \text{ MPa}$.
- 3) Čep třmenu – na čep byla použita ocel 12 050 a opět zušlechtěna na $900 \pm 00 \text{ MPa}$
- 4) Závlačka čepu – závlačka je z ocele 11 343

Popis ocelí:

11 343 – konstrukční ocel, tavná svařitelnost zaručena. Svařované součásti menších tloušťek namáhané staticky, třmeny, rozpěrky, zděře, hřebíky, svorníky, drážky.

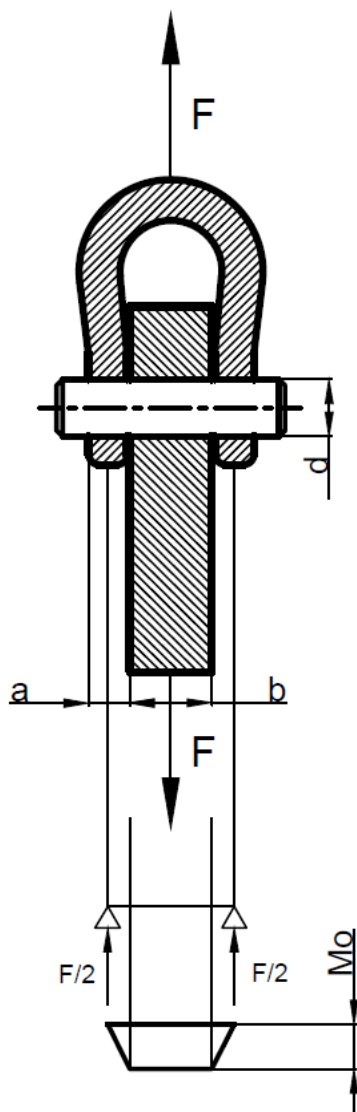
11 523 – konstrukční ocel, tavná svařitelnost do tl. 25 mm zaručena, do tl. 50 mm podmíněně zaručená. Mostní a jiné svařované konstrukce, pásy na ohýbané profily a trubky, součásti strojů.

12 050 – konstrukční ocel nelegovaná k zušlechtění a povrchovému kalení. Hřídele turbokompresorů, čerpadel, těžních strojů, ojnice, páky řízení, závěsy, pružiny, čepy.

13 240 - Ocel je dobře tvářitelná a dobře obrobitelná. Je náchylná na popouštěcí křehkost. Optimální průměr nebo tloušťka pro zušlechtění 50 mm. Používá se na středně namáhané strojní součásti.

Přepočet čepu:

Jeden z požadavků byl také, aby v jednom závěsu mohlo být $F = 100\text{kN}$ při bezpečnosti $k = 3$. Nejdřív, ale ověříme čep pro stávající zatížení $F = 80\text{ kN}$.



Obr. 23 - Schéma zatížení příčniku pouze se středním třmenem

Tab. 6 - Rozměry

a	b	Ød _č	k
[mm]	[mm]	[mm]	[-]
19	40	25	3

6.1 Kontrola čepu:

- 1) Výpočet čepu na ohyb
- 2) Výpočet čepu na střih
- 3) Výpočet čepu na otlačení

Ad 1) Výpočet maximálního zatížení na jeden čep:

- jelikož nejslabší člen na příčniku je čep zaměřím se na kontrolu právě jeho.

Vycházíme z klasické rovnice o dovoleném napětí v ohybu [3]:

$$\sigma_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{a}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\epsilon}^3} = \frac{3 \cdot F \cdot a}{\pi d_{\epsilon}^3} = \frac{3 \cdot F \cdot 19}{\pi 25^3} \leq \frac{R_e}{k} \quad (78)$$

Z této rovnice si vyjádříme sílu F:

$$F \leq \frac{R_e \cdot \pi d_{\epsilon}^3}{8 \cdot a \cdot k}$$

(79)

Výpočet pro bezpečnost k = 3

$$F \leq \frac{R_e \cdot \pi d_{\epsilon}^3}{8 \cdot a \cdot k}$$

$$F \leq \frac{100 \cdot \pi 25^3}{8 \cdot 19 \cdot 3}$$

$$F \leq 16,883 \text{ kN}$$

(80)

Jak je vidět z výpočtu čep splnil zátěžnou sílu F = 80 kN, ovšem aby splnil požadovanou zátěžnou sílu F = 100 kN při bezpečnosti k = 3 musel by se :

- a) Zvětšit průměr čepu
- b) Změnit materiál

Ad 1a) Výpočet optimalizace čepu

Opět vyjdeme z rovnice (78) pro dovolené napětí v ohybu. Za sílu dosadíme požadovanou sílu $F = 100 \text{ kN}$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3 \cdot F \cdot l_9}{\pi \cdot 25^3} \leq \frac{R_e}{k}$$

Z rovnice si vyjádříme průměr čepu d

$$d_{\epsilon} \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F \cdot a \cdot k}{\pi \cdot R_e}}$$
$$d_{\epsilon} \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 100\,000 \cdot 19 \cdot 4}{\pi \cdot 900}}$$

(81)

$$d_{\epsilon} \geq 17,81 \text{ mm} \Rightarrow d_{\epsilon} = 18 \text{ mm}$$

Volím čep o průměru $d = 28 \text{ mm}$, který zpětně dosadím do rovnice (80), abych zkontroloval sílu v závěsu F :

$$F \leq \frac{R_e \cdot \pi \cdot d_{\epsilon}^3}{8 \cdot a \cdot k}$$
$$F \leq \frac{900 \cdot \pi \cdot 28^3}{8 \cdot 19 \cdot 4}$$
$$F \leq 102,085 \text{ kN}$$

(82)

$$100 \text{ kN} \leq 102,085 \text{ kN}$$



Splněno

Ovšem změnou velikosti čepu není vše. Na této velikosti je totiž závislý i třmen, jehož rozměry by se musely také změnit. V další části ještě provedeme pevnostní kontrolu třmenu a vyvodíme závěr.

Ad 1b) Výpočet optimalizace materiálu čepu

Opět vyjdeme z rovnice (78):

$$\sigma_{\tau} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3 \cdot F \cdot l_9}{\pi \cdot d_{\varepsilon}^3} \leq \frac{Re}{k}$$

Vyjádříme si mez pevnosti:

$$\begin{aligned} Re &\geq \frac{\tau \cdot \pi \cdot d_{\varepsilon}^3}{8 \cdot l_9 \cdot k} \\ Re &\geq \frac{100000 \cdot \pi \cdot 25^3}{8 \cdot 19 \cdot 4} \\ Re &\geq 239 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{83}$$

Výslednou mez pevnosti opět dosadíme zpět do rovnice (82) pro kontrolu:

$$\begin{aligned} F &\leq \frac{Re \cdot \pi \cdot d_{\varepsilon}^3}{8 \cdot l_9 \cdot k} \\ F &\leq \frac{1239 \cdot \pi \cdot 25^3}{8 \cdot 19 \cdot 4} \\ F &\leq 100,032 \text{ kN} \end{aligned} \tag{84}$$

$$100 \text{ kN} \leq 100,032 \text{ kN}$$



Splněno

Jak z výpočtu vyplývá, musela by být mez kluzu čepu $Re \geq 1239 \text{ Mpa}$.

Protože nám čep nevydržel zatěžující sílu v ohybu $F = 100 \text{ kN}$ nemá cenu dále s touto silou počítat. Byly navrženy dvě možnosti jak tento čep optimalizovat pro toto zatížení. Dále tedy provedu pevnostní kontrolu čepu na střih a otláčení se stávající zátěžnou silou $F = 80 \text{ kN}$.

Ad 2) Výpočet čepu na střih

- K tomu abychom mohli ověřit čep na střih musíme znát dovolenou mez kluzu ve smyku, které si vypočteme z následujícího vzorce [4]:

$$\begin{aligned}\tau_s &= 1,6 \cdot Re \\ \tau_s &= 1,6 \cdot 900 \\ \tau_s &= 1440 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{85}$$

Dovolené napětí ve smyku:

$$\begin{aligned}\tau_{\text{dov}} &= \frac{\tau_s}{k} \\ \tau_{\text{dov}} &= \frac{1440}{3} \\ \tau_{\text{dov}} &= 480 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{86}$$

Pevnostní podmínka na střih má pak tvar [4]:

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{4 \cdot F}{n \cdot i \cdot \pi \cdot d_c^2} \\ \tau &= \frac{4 \cdot 30000}{1 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 25^2} \\ \tau &= 54,325 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{87}$$

$$\begin{aligned}\tau &\leq \tau_{\text{dov}} \\ 54,325 \text{ MPa} &\leq 480 \text{ MPa}\end{aligned}$$



Splněno

Jak je vidět z výpočtů čep třmenu na střih pevnostně vydrží.

Ad 3) Výpočet čepu na otlačení

Pro výpočet si opět musíme stanovit tentokrát dovolené napětí v otlačení:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{ov}} &= \frac{R_e}{k} \\ \sigma_{\text{ov}} &= \frac{900}{3} \\ \sigma_{\text{ov}} &= 300 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{88}$$

Výpočet dovoleného napětí v otlačení [4]:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{ovotl}} &= 0,5 \cdot \sigma_{\text{ov}} \\ \sigma_{\text{ovotl}} &= 0,2 \cdot \sigma_{\text{ov}} \\ \sigma_{\text{ovotl}} &= 0,2 \cdot 300 \\ \sigma_{\text{ovotl}} &= 60 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{89}$$

Pevnostní podmínka na otlačení [4]:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{..l}} &= \frac{F}{n \cdot d_{\text{c}} \cdot t_{\text{min}}} \\ \sigma_{\text{..l}} &= \frac{80000}{1 \cdot 25 \cdot 19} \\ \sigma_{\text{..l}} &= 168,42 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{90}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{..l}} &\leq \sigma_{\text{ovotl}} \\ 168,42 \text{ MPa} &\leq 60 \text{ MPa}\end{aligned}$$



Splněno

Čep vyhověl ve všech třech zkouškách pro zatížení $F = 80 \text{ kN}$. Pro zatížení silou

$F = 100 \text{ kN}$ nevyhověl ve zkoušce na ohyb. Byly navrženy a propočítány dvě možnosti, aby vyhověl požadované síle.

Poloměr neutrální osy [5]:

$$R_0 = \frac{d^2}{4 \cdot \left(R - \sqrt{4 \cdot R^2 - d^2} \right)} = \frac{20^2}{4 \cdot \left(35 - \sqrt{4 \cdot 35^2 - 20^2} \right)} = 14,27 \text{ mm} \quad (92)$$

Vzdálenost od neutrální osy:

$$e = r - r_0 = 15 - 14,27 = 0,73 \text{ mm} \quad (93)$$

$$R_a = 15 \text{ mm}$$

$$R_b = 15 \text{ mm}$$

$$h_a = r_0 - r_a = 14,27 - 15 = -0,73 \text{ mm} \quad (94)$$

$$h_b = r_b - r_0 = 15 - 14,27 = 0,73 \text{ mm} \quad (95)$$

Plocha průřezu oka:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 314,16 \text{ mm}^2 \quad (96)$$

Ohybový moment:

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot a = \frac{30\,000}{2} \cdot 31 = 465\,000 \text{ Nmm} \quad (97)$$

Napětí v bodě A [5]:

$$\sigma_{-} = \frac{M_o \cdot h_a}{S \cdot e \cdot R_a} = \frac{465\,000 \cdot -0,73}{314,16 \cdot 0,73 \cdot 25} = -1004,87 \text{ MPa} \quad (98)$$

Napětí v bodě B [5]:

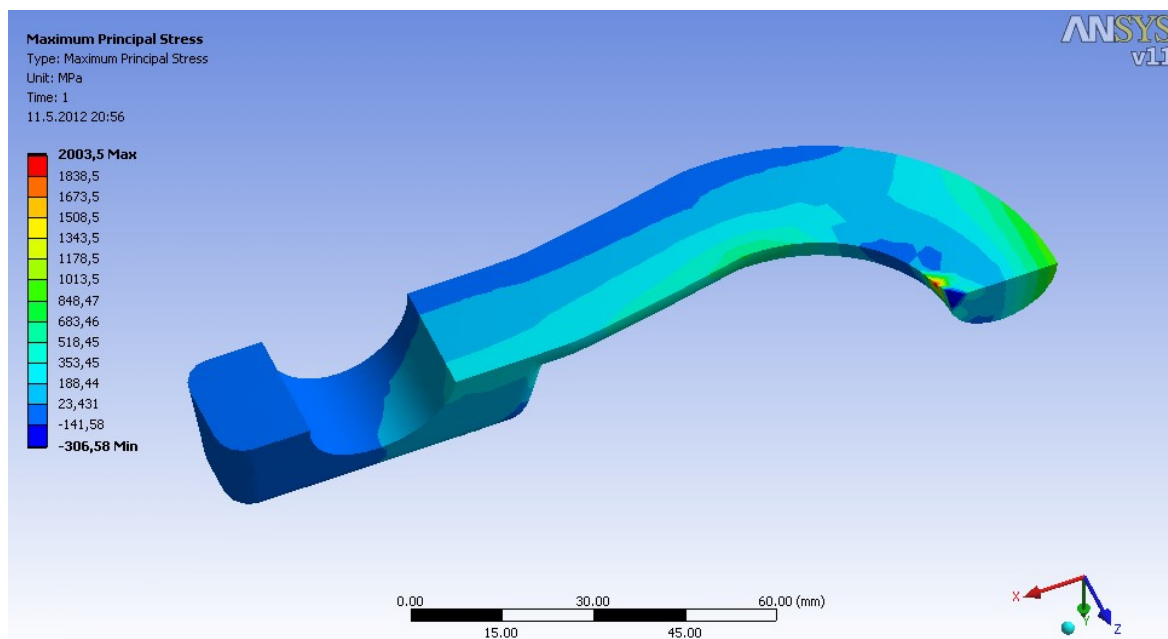
$$\sigma_{+} = \frac{M_o \cdot h_b}{S \cdot e \cdot R_b} = \frac{465\,000 \cdot 0,73}{314,16 \cdot 0,73 \cdot 25} = 1289,24 \text{ MPa} \quad (99)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{-} \leq \sigma_{\text{pov}} \leq \sigma_{+}$$

$$1030 \pm 00 \leq 1289,24 \leq 2004,87$$

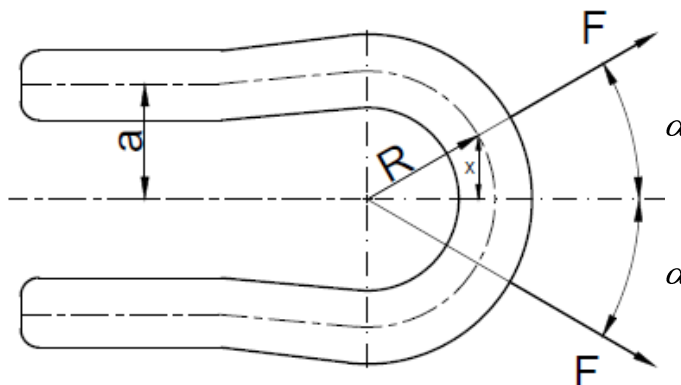
Třmen v tahu nevydrží zátěžnou sílu $F = 80 \text{ kN}$. Hodnoty překračují mez kluzu třmenu.



Obr. 26 – Zatížení 80 kN na jeden řetěz jdoucí středem

6.2.2 Výpočet pro zavěšení na dva řetězy

- Jelikož máme kruhový průřez nedochází zde k žádnému natočení pod úhlem a hodnoty zůstávají stejné použijeme je z předchozího výpočtu.



Obr. 27 – Schéma zatížení třmenu

$$x = R \sin \alpha = 35 \cdot \sin 30^\circ = 17,5 \text{ mm} \quad (100)$$

Ohybový moment

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot (1 - \sin \alpha) = 10000 \cdot (1 - 0,5) = 5000 \text{ Nm} \quad (101)$$

Napětí v bodě A opět podle rovnice (97):

$$\sigma = \frac{M_o \cdot h_a}{S \cdot e \cdot R_a} = \frac{540\,000 \cdot 9,27}{314,16 \cdot 0,73 \cdot 25} = 873,09 \text{ MPa} \quad (102)$$

Napětí v bodě B opět podle rovnice (98):

$$\sigma = \frac{M_o \cdot h_b}{S \cdot e \cdot R_b} = \frac{540\,000 \cdot 10,73}{314,16 \cdot 0,73 \cdot 45} = 61,45 \text{ MPa} \quad (103)$$

Přibližný výpočet křivého prutu:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 20^3}{32} = 785,398 \text{ mm}^3 \quad (104)$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{540\,000}{785,398} = 687,55 \text{ MPa}$$

(105)

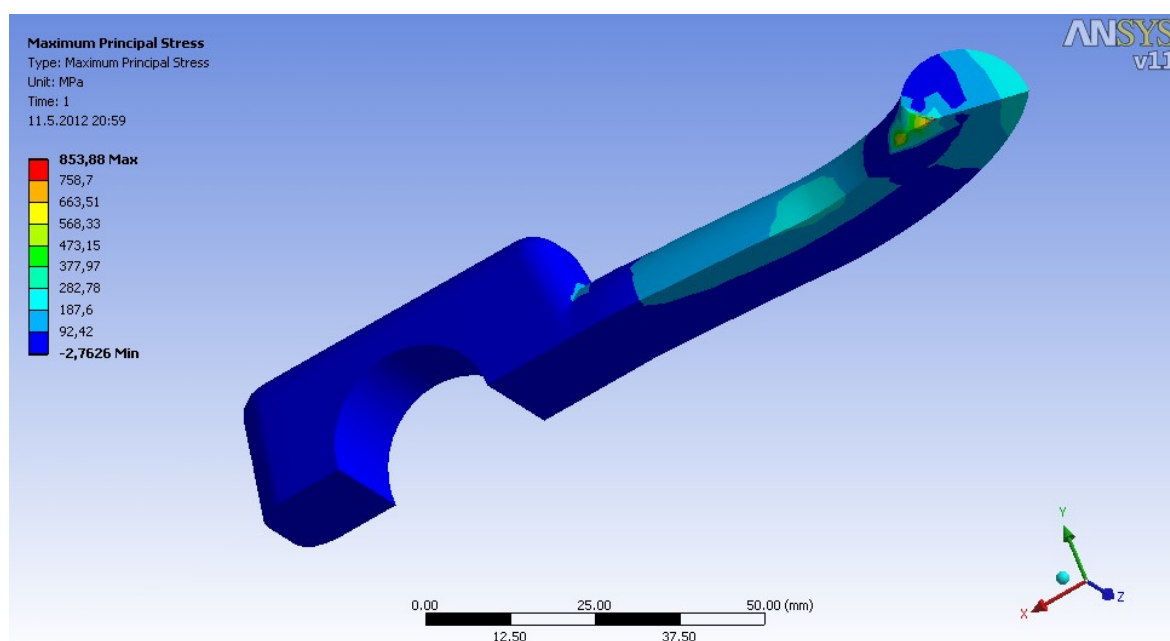
Pevnostní podmínka:

$$\sigma \leq \sigma \leq \sigma$$

$$561,45 \leq 873,09 \leq 1030 \pm 00$$

Třmen v tahu vydrží zátěžnou sílu $F = 80 \text{ kN}$. Hodnoty nepřekračují mez kluzu třmenu.

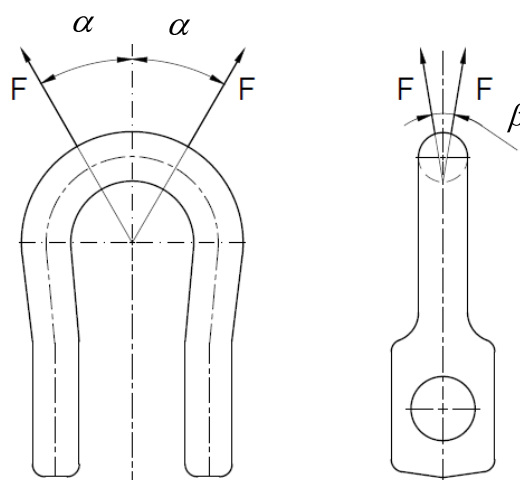
Ovšem toto se týká řetězů pod mezním úhlem.



Obr. 28 – Zatížení dvěma řetězy po 40 kN při mezním úhlu $\alpha = 0^\circ$

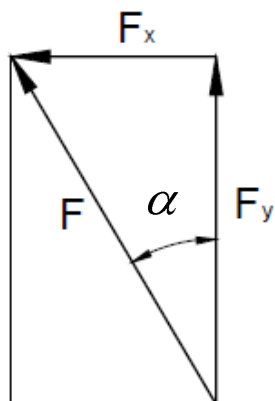
Z výpočtu vyplývá, že při zavěšení na jeden řetěz při zatížení 80 kN, které se nyní používá nevyhoví a překračuje mez kluzu třmenu. Z důvodu požadavku na přechod k zátěžné síle $F = 100$ kN doporučuji zhotovení nového třmenu. Problém je ovšem v tom, že třmeny, které by vydržely takové zatížení rozměrově neodpovídají daným požadavkům a to konkrétně rozměrům řetězu. Do budoucna bude vypracován nový návrh třmenu.

Stanovení mezních úhlů:



Obr. 30 – Schéma mezních úhlů řetězů na třmenu

Úhel α jsem stanovil v rozsahu $\alpha \in [0; 30^\circ]$. Tento mezní úhel vyplývá z rozložení sil do složek F_x a F_y .



Obr. 31 – Schéma rozložení sil do složek

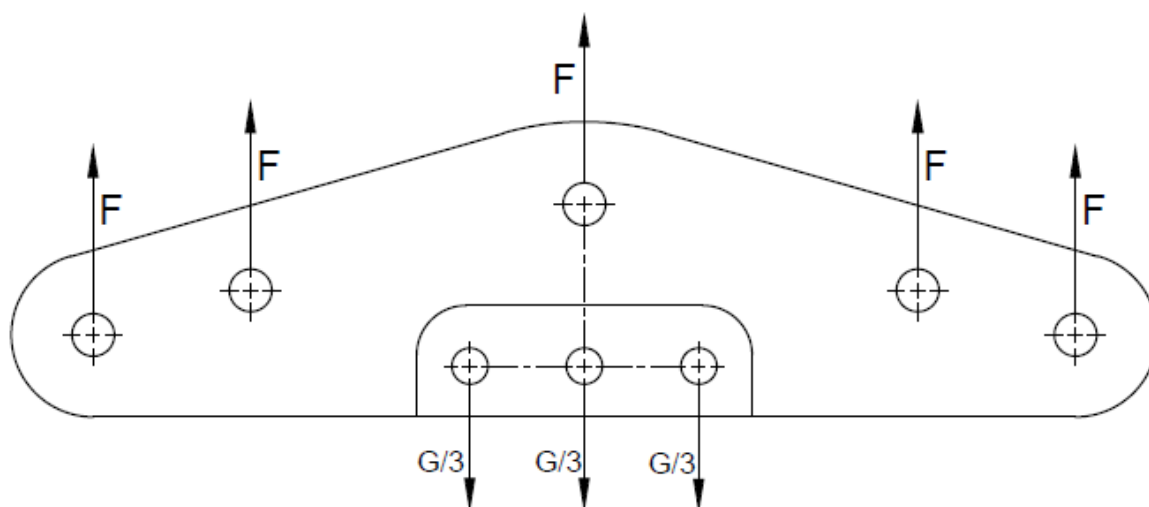
$$\sin \alpha : \frac{F_x}{F} \Rightarrow F_x = \sin \alpha \cdot F = \sin 30^\circ \cdot F = 0,5 \cdot F \quad (106)$$

Jak jistě víme $\sin 30^\circ = 0,5$ a s rostoucím úhlem také roste složka síly ve směru x. Třmen pak ztrácí svou nosnou schopnost a má tendenci roztahován. Dále je také nutné věnovat pozornost tomu, aby oba úhly byly stejně velké. Budou-li úhly řetězů odlišné, znamená to přetížení jednoho a odlehčení druhého řetězu. Jakási zběžná kontrola může být taková, že oba řetězy by měly být zhruba stejně naplé.

U úhlu β musejí být řetězy v jedné rovině v podélné ose trati sekcí, aby tak nebylo zabráněno vybočování sekcí na spojích. Proto jsem stanovil úhel spíše symbolicky a to v rozsahu $\beta \in (0; 2^\circ]$. Z toho také vyplývá další omezení a to takové, že tyto **příčnícíky** **mohou být použity pouze pro horizontální zavěšení dráhy**. Pro úklonnou dopravu by se muselo vyřešit jiné uchycení příčnících tak, aby se mohl příčník ve spoji natočit vůči zavěšení.

6.3 Tělo příčnicku

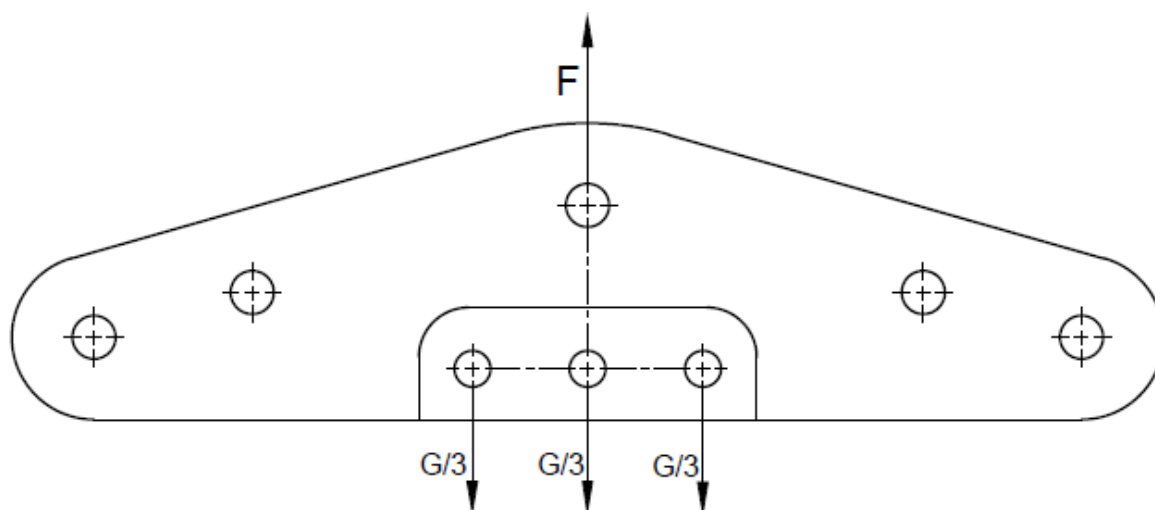
- Tělo příčnicku bylo vymodelováno v programu Ansys 11 a zde bylo taky podrobeno jak deformační tak plastické zkoušce dle metody von - Mises. Jelikož může být příčník zavěšen jen pomocí dvou řetězů bylo vypracováno 6 možností plus jedno zavěšení na jedno řetězu.



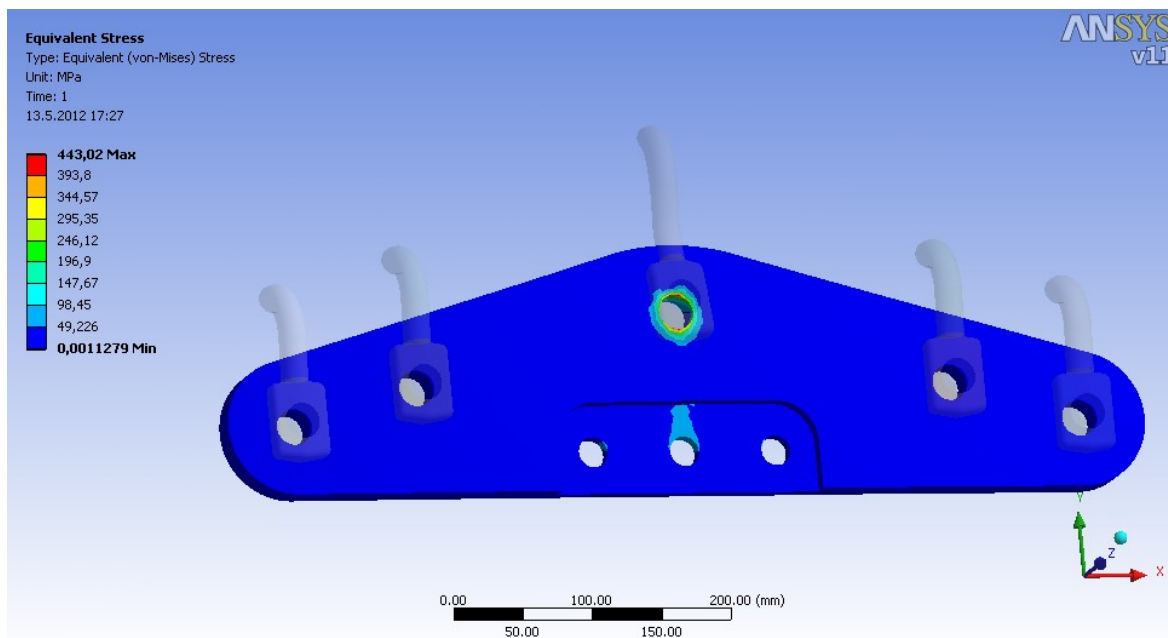
Obr. 32 – Schéma se všemi možnými zátěžnými silami

6.3.1 1. Kombinace zatížení

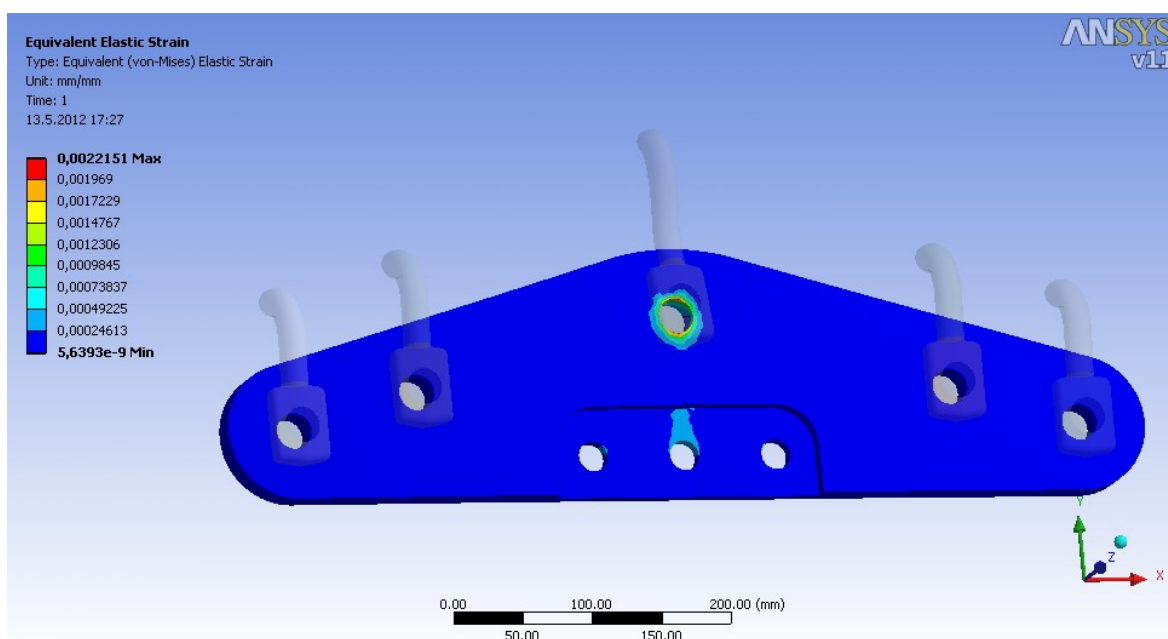
- zavěšení na jednom řetězu



Obr. 33 – 1. Kombinace zatížení



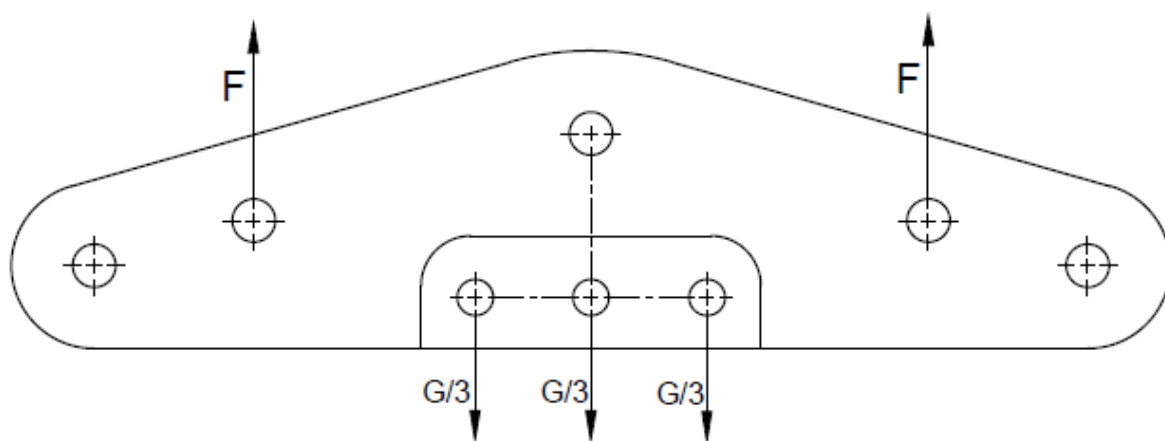
Obr. 34 – 1. Deformace metodou von – Mises



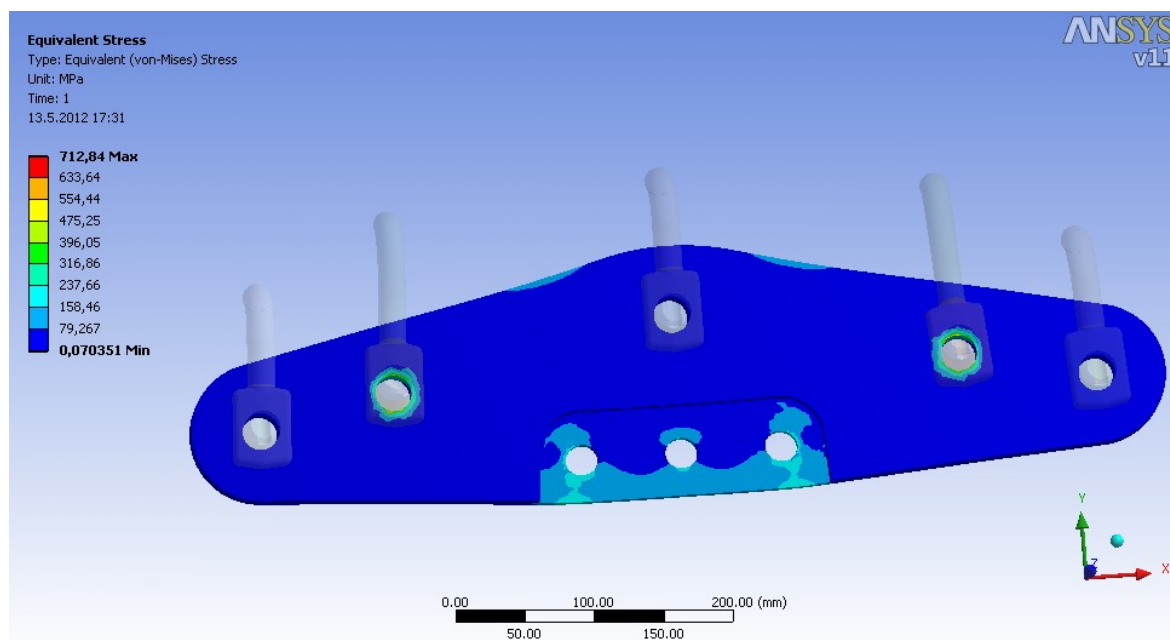
Obr. 35 – 1. Plastická deformace metodou von - Mises

6.3.2 2. Kombinace zatížení

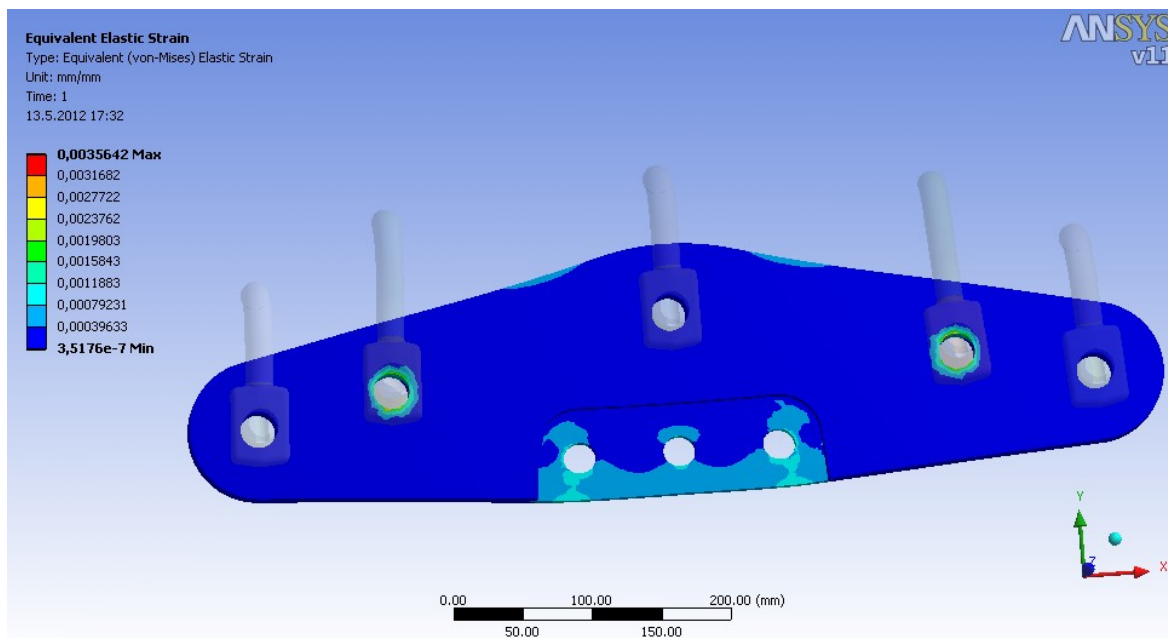
- zavěšení na dvou řetězech



Obr. 36 – 2. Kombinace zatížení



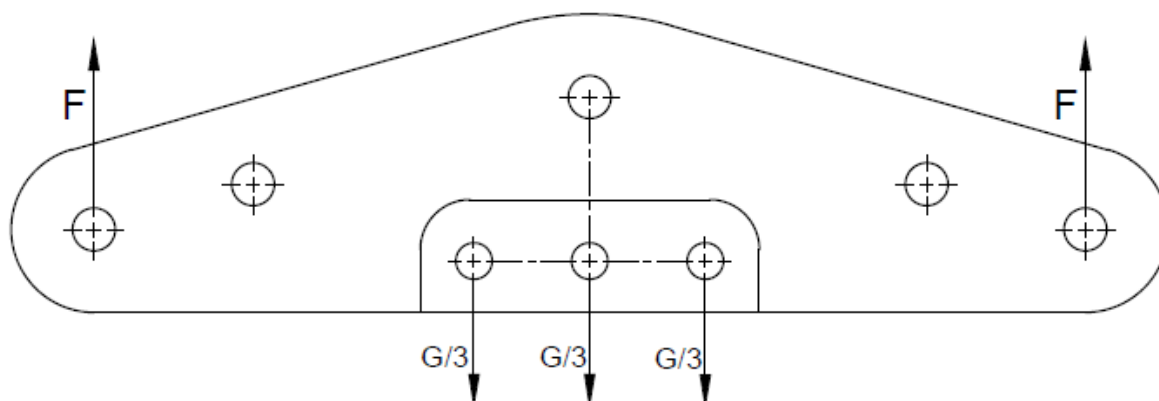
Obr. 37 – 2. Deformace metodou von - Mises



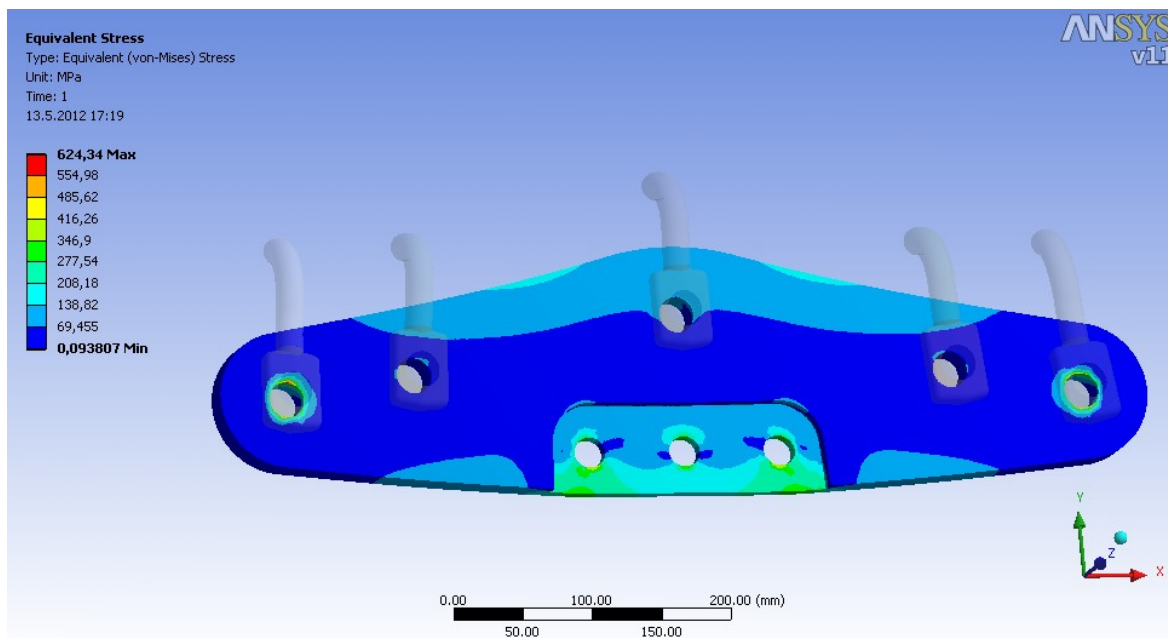
Obr. 38 – 2. Plastická deformace metodou von - Mises

6.3.2 3. Kombinace zatížení

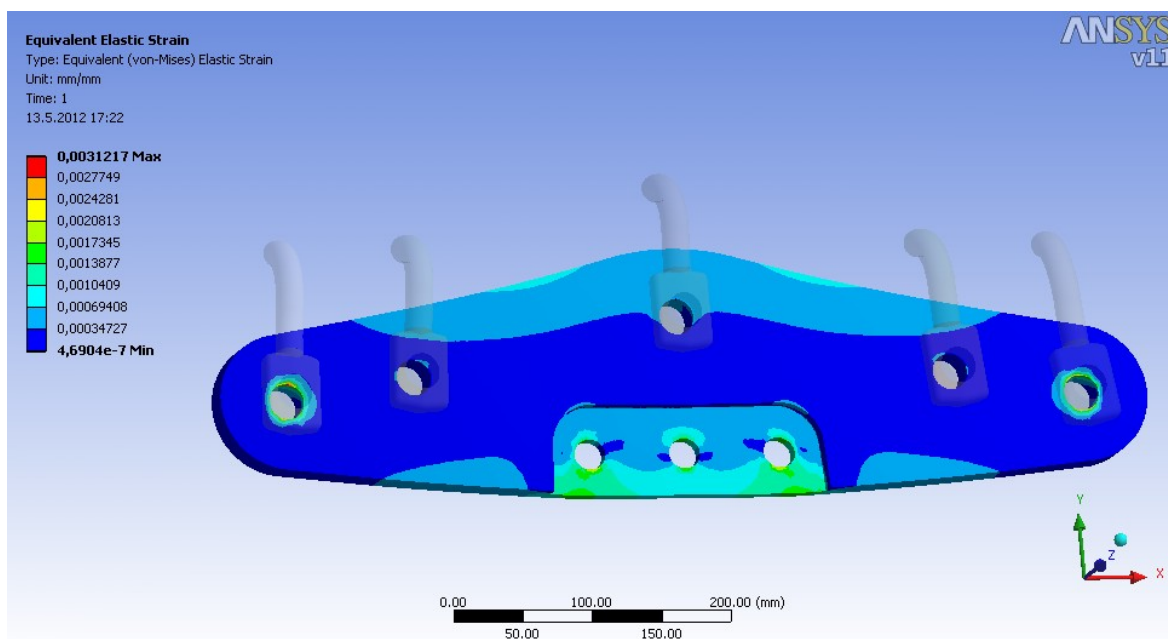
- zavěšení na dvou řetězech



Obr. 39 – 3. Kombinace zatížení



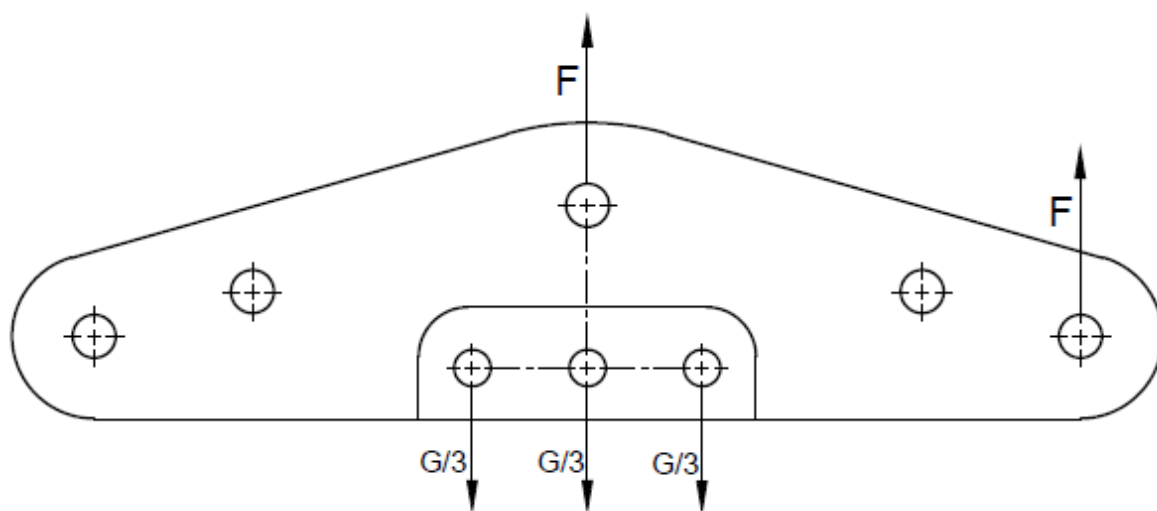
Obr. 40 – 3. Deformace metodou von - Mises



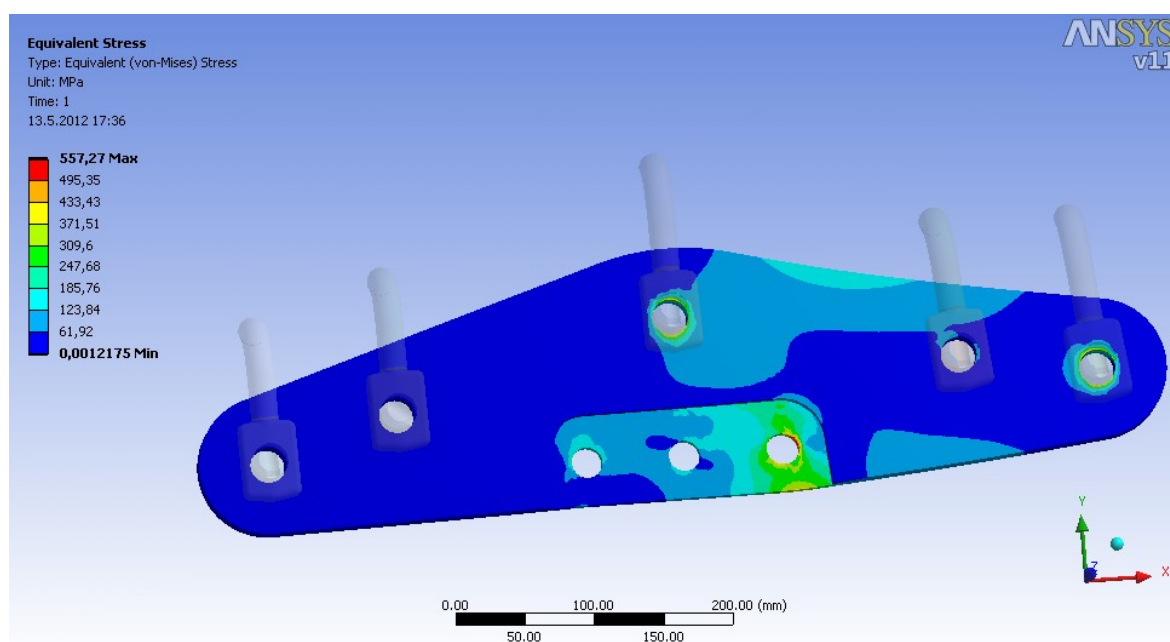
Obr. 41 – 3. Plastická deformace metodou von - Mises

6.3.2 4. Kombinace zatížení

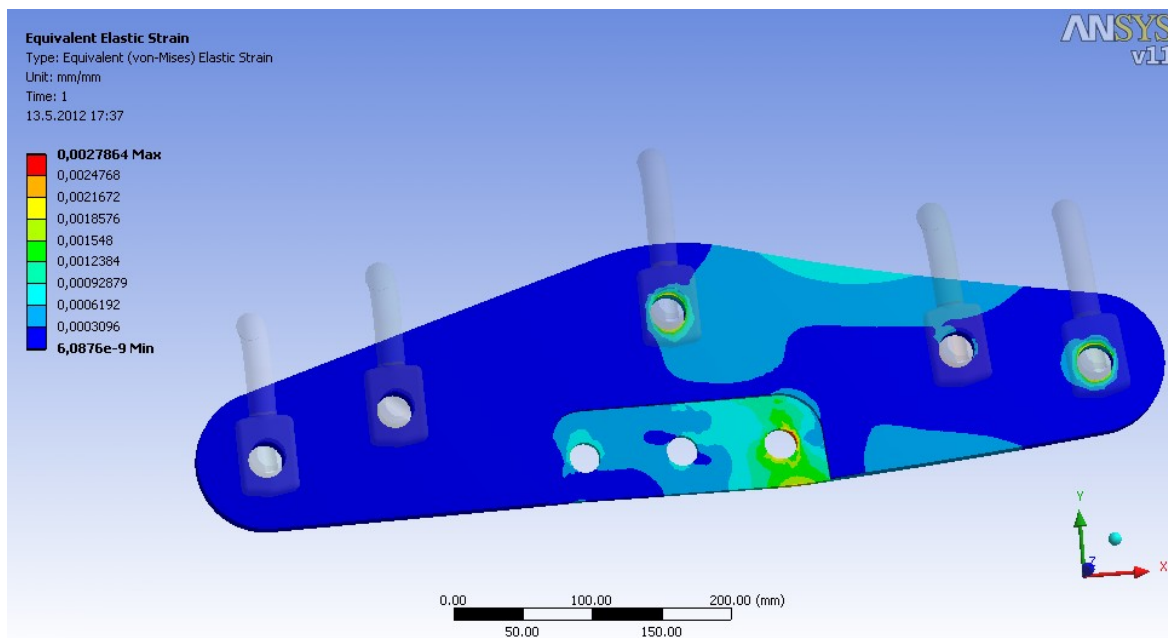
- zavěšení na dvou řetězech



Obr. 42 – 4. Kombinace zatížení



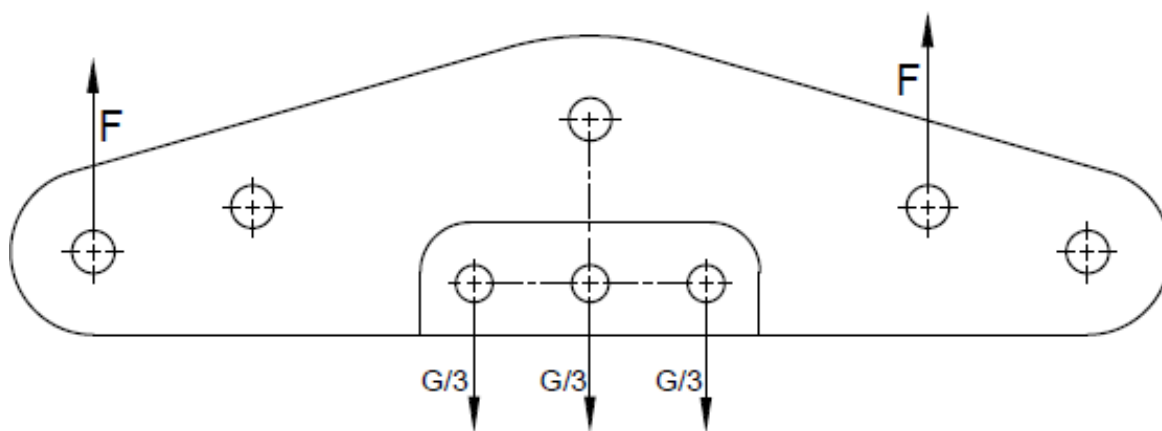
Obr. 43 – 4. Deformace metodou von - Mises



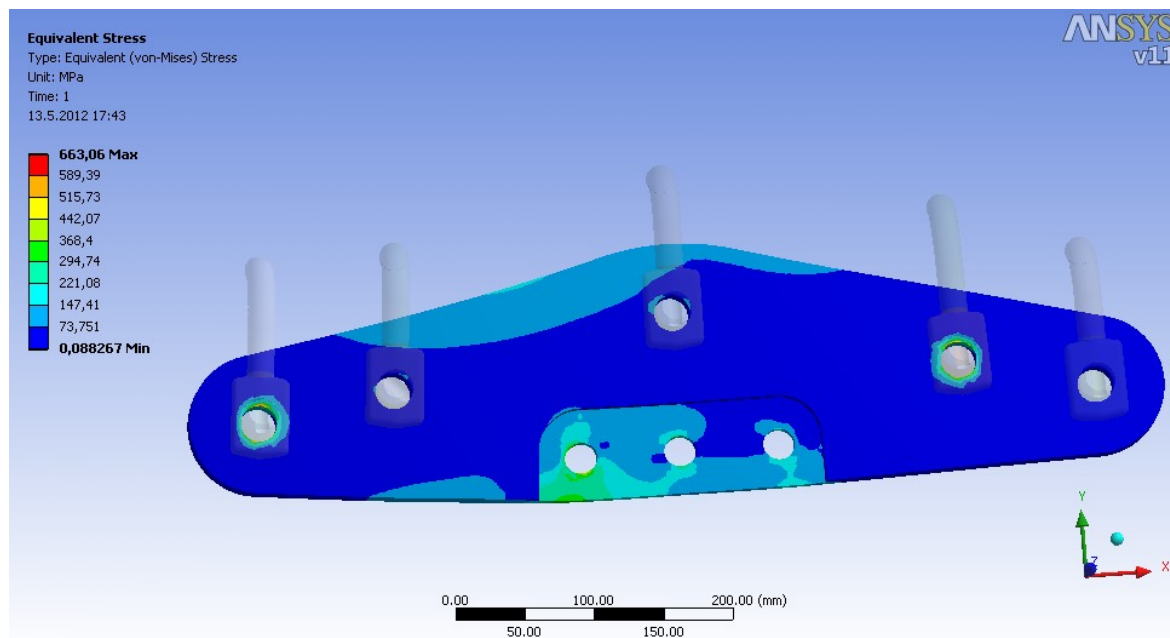
Obr. 44 – 4. Plastická deformace metodou von - Mises

6.3.2 5. Kombinace zatížení

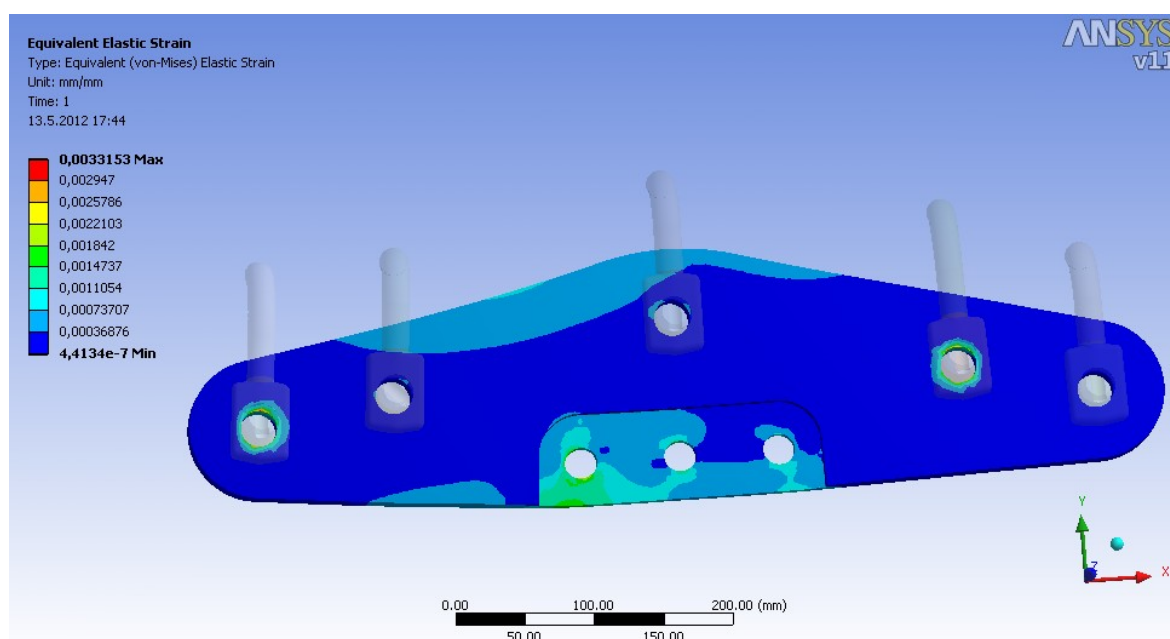
- zavěšení na dvou řetězech



Obr. 45 – 5. Kombinace zatížení



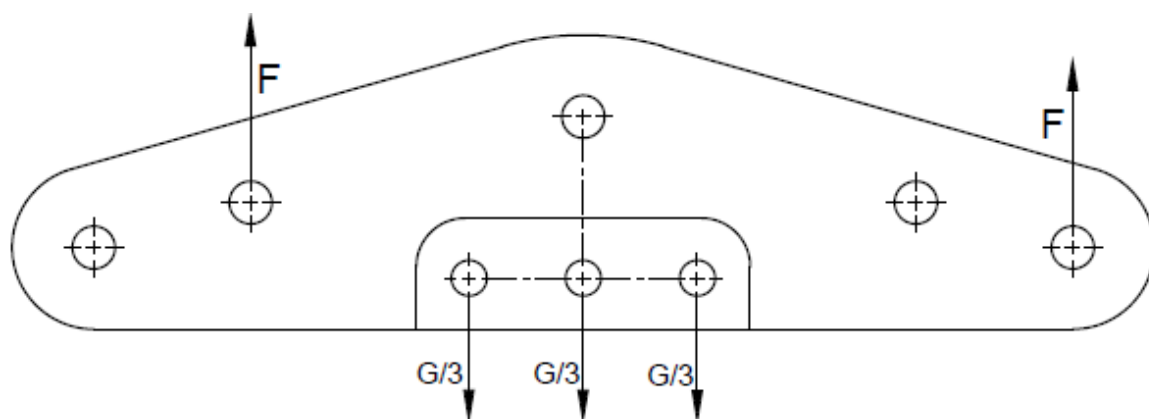
Obr. 46 – 5. Deformace metodou von – Mises



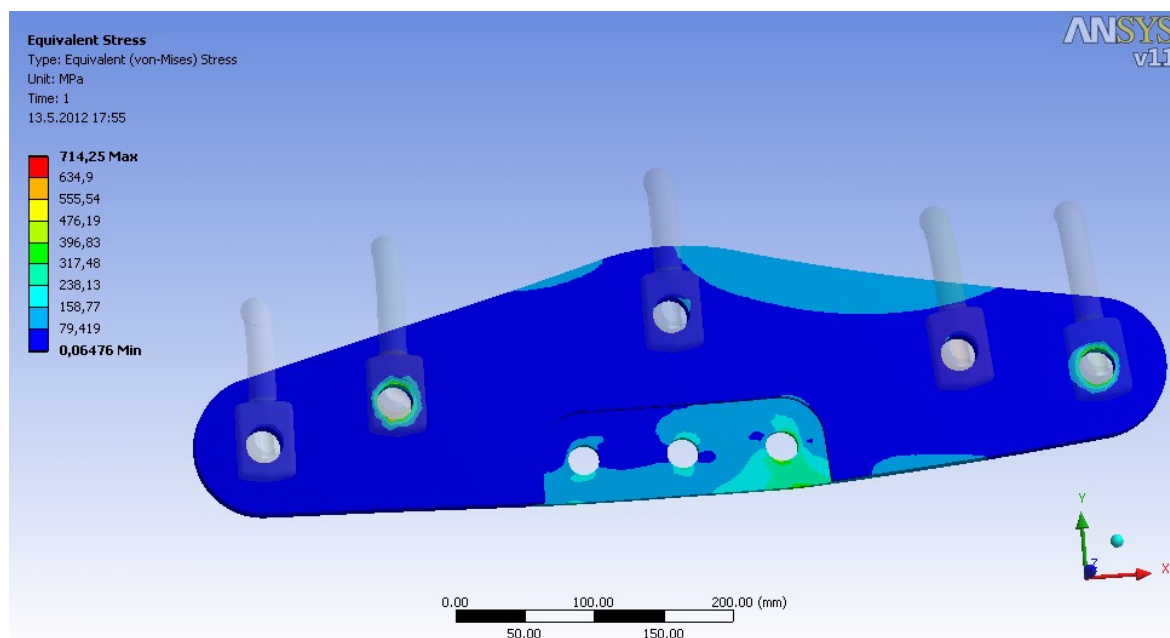
Obr. 47 – 5. Plastická deformace metodou von - Mises

6.3.2 6. Kombinace zatížení

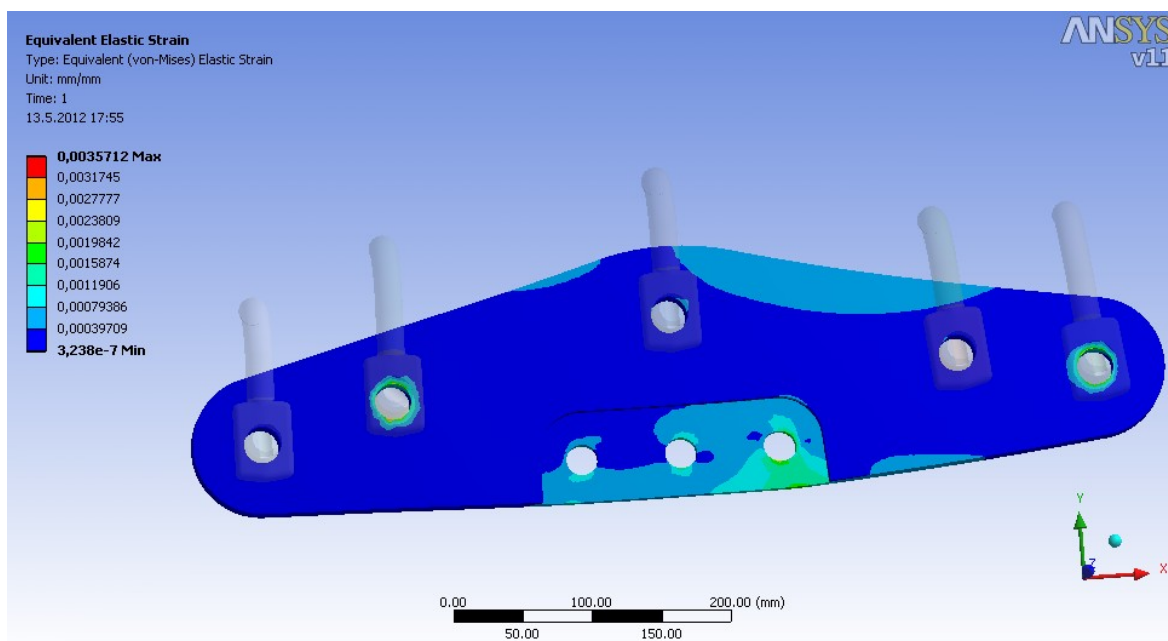
- zavěšení na dvou řetězech



Obr. 48 – 6. Kombinace zatížení



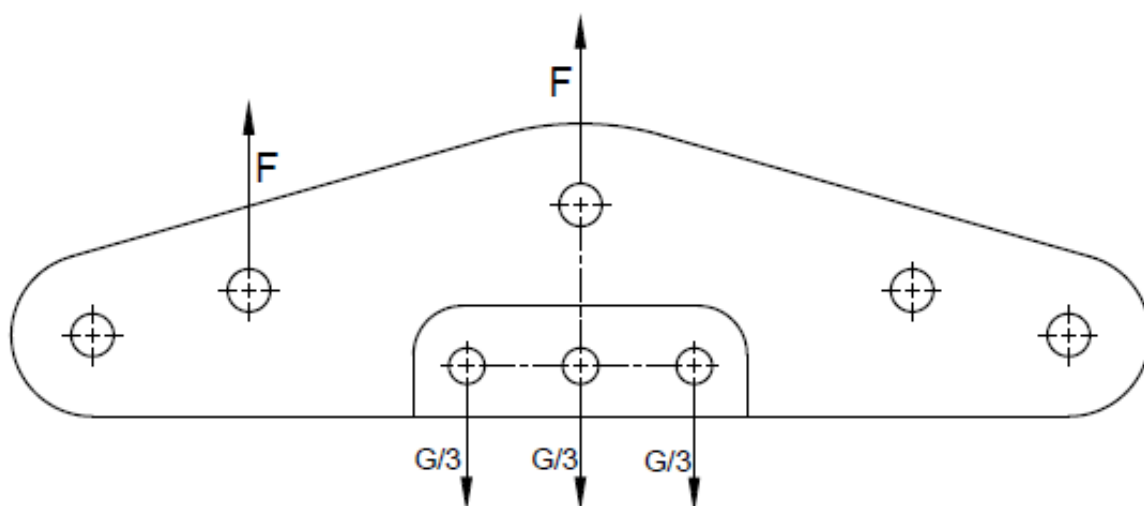
Obr. 49 – 6. Deformace metodou von – Mises



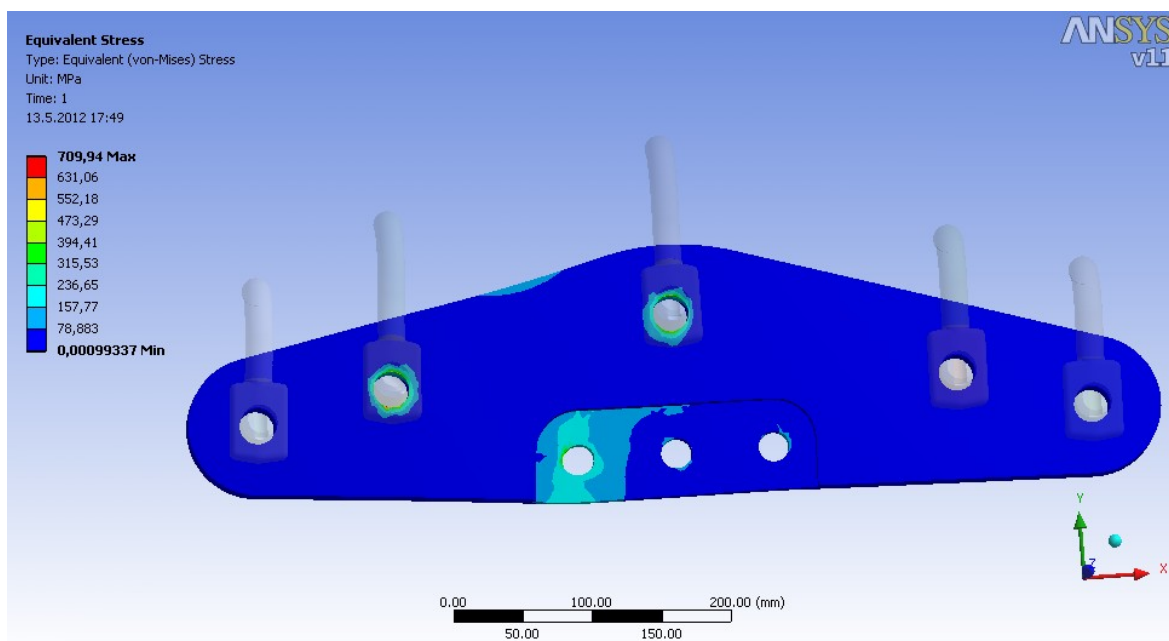
Obr. 50 – 6. Plastická deformace metodou von – Mises

6.3.2 7. Kombinace zatížení

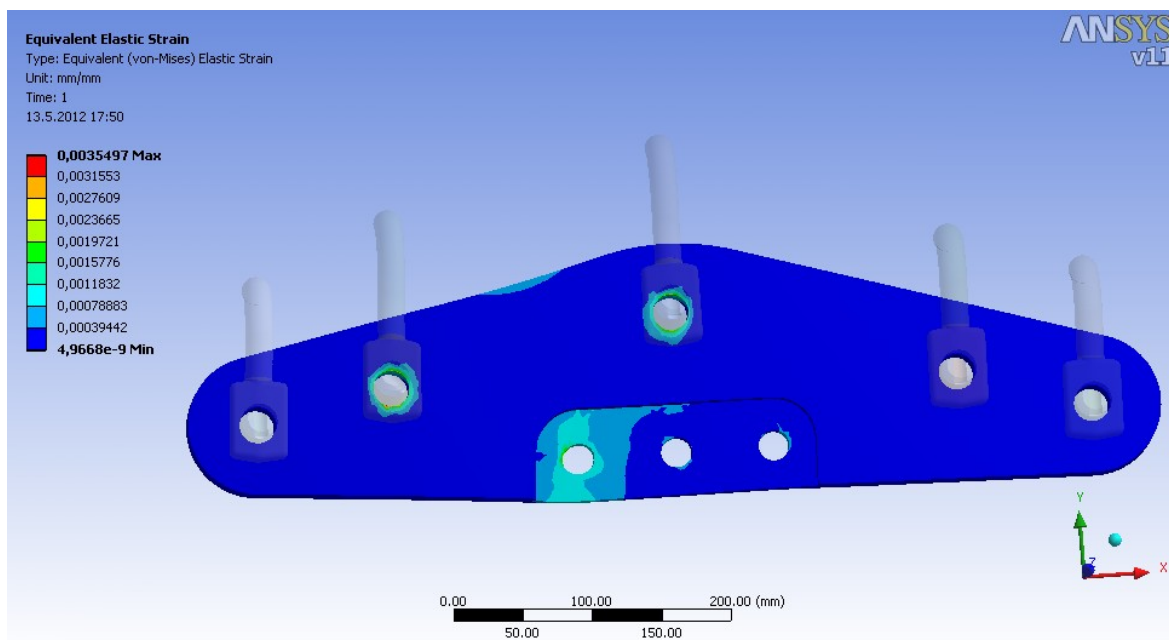
- zavěšení na dvou řetězech



Obr. 51 – 7. Kombinace zatížení

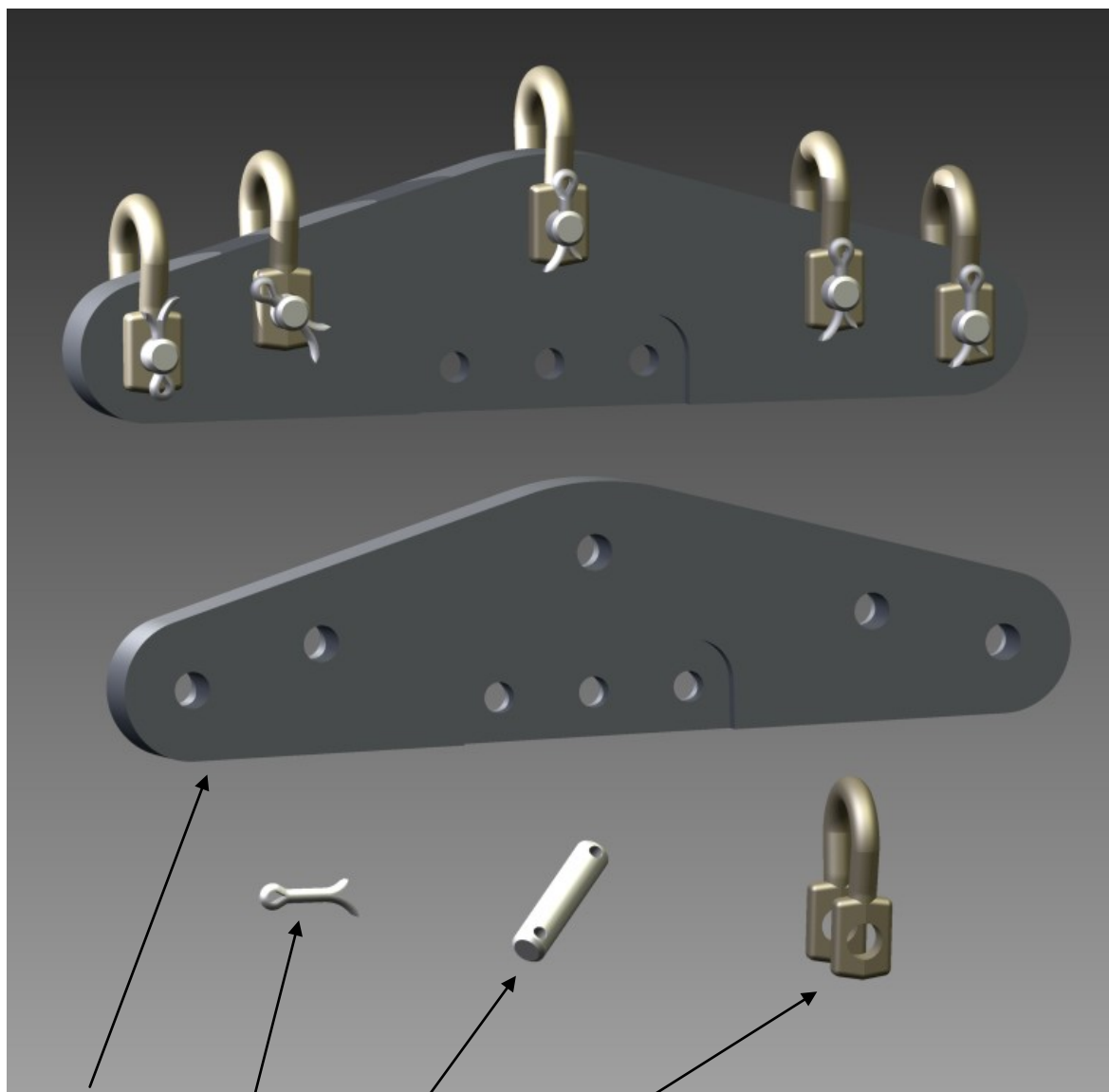


Obr. 52 – 7. Deformace metodou von – Mises



Obr. 53 – 7. Plastická deformace metodou von – Mises

Nejlépe vyšla 1. Kombinace zavěšení na jeden řetěz naopak nejhůř kombinace 3. zavěšením na 2 řetězy.



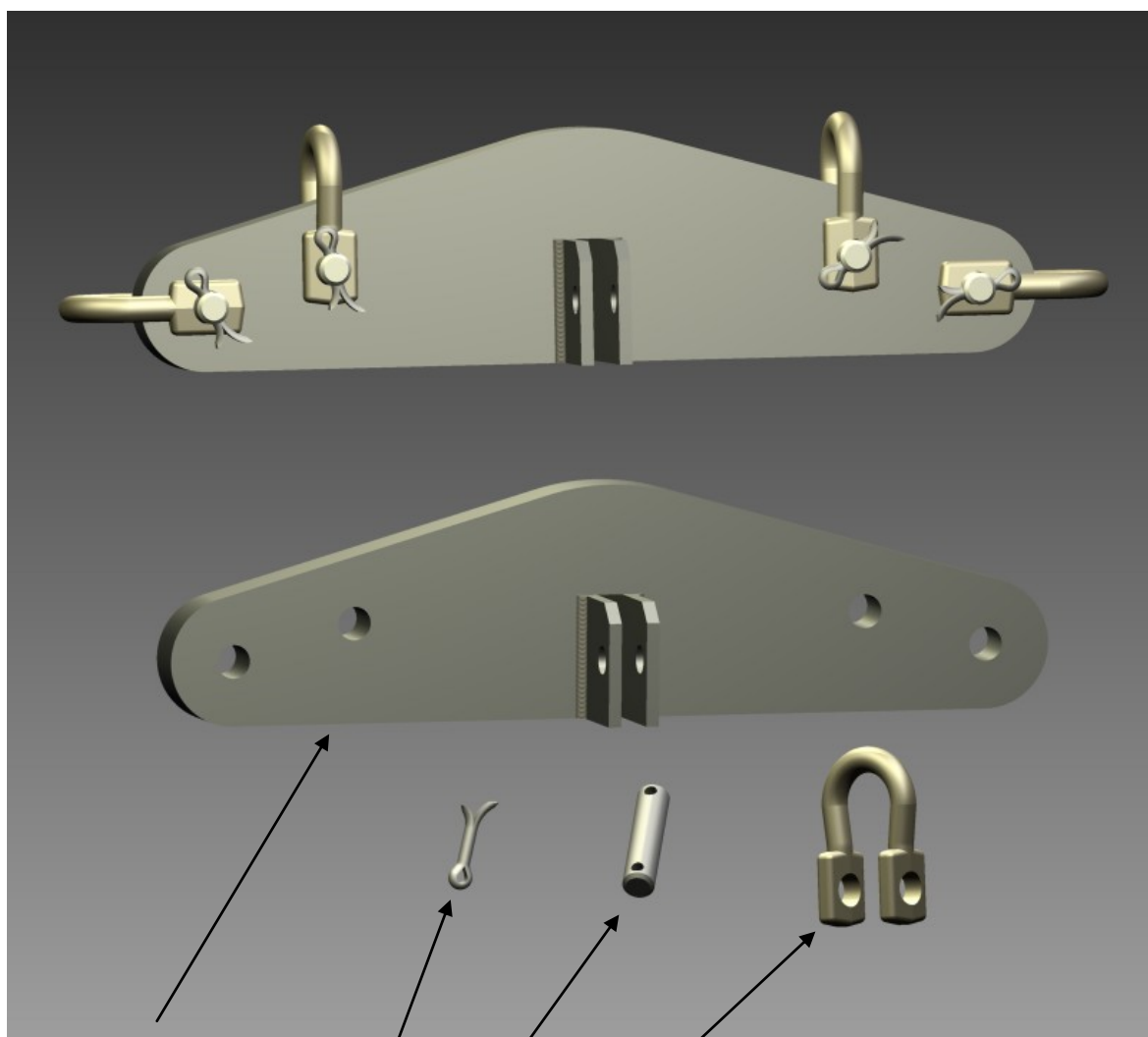
Těleso příčnicku

Závlačka 10 x 45 ISO 1234

Kalený čep 25 x 112

Vysokopevnostní třmen

Obr. 54 – Sestava příčnicku



Těleso středového příčnicku

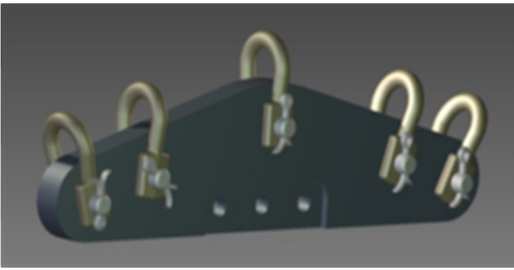
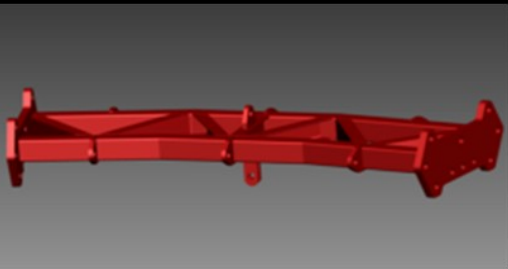
Závlačka 10 x 45 ISO 1234

Kalený čep 25 x 112

Vysokopevnostní třmen

Obr. 55 – Sestava středového příčnicku

Tab. 7 – Srovnání obou možností vyztužení

SROVNÁNÍ			
PŘÍČNÍK		VÝZTUŽ	
			
Výhody	Nevýhody	Výhody	Nevýhody
Rozměry	Nedá se použít v úklonné trati	Možnost většího zatížení	Náročná montáž
Jednoduchost			Velká spotřeba materiálu
Snadná manipulace	Větší riziko krutu a ohybu	Rozložení sil	Náročnost výroby
Hmotnost			Nutnost svařování
Nižší přesnost výroby	Nižší zatížení	Vyztužení po celé délce sekce	
HMOTNOST			
35,5 kg		99,3 kg	

7. Zhodnocení

Práce se zabývala vypracováním dvou možností vyztužení zatáčky na trati ZD 24/130D.

V první části byla navržena výztuž po celé délce zatáčky. Tato konstrukce je navržena z dostupných materiálů a polotovarů. Výztuž splňuje všechny zadané požadavky a může být uvedena do provozu.

Ve druhé části bylo řešeno vyztužení pomocí příčníků. U tohoto způsobu byly propočítány nosné prvky. Příčník jež byl dodán k propočítání ovšem pro požadovanou zatěžující sílu nevyhověl. Byly zjištěny nedostatky při kontrole nosných prvků, jako je čep a třmen. U čepu byly navrženy dvě možnosti zvýšení nosnosti. Třmen nevyhověl v pevnostním výpočtu, ovšem při trhacích zkouškách obstál. Bude proto předmětem dalšího zkoumání.

Další srovnání obou možností vyztužení je uvedeno v *tab. 7.* na *s. 71.*

8. Seznam použité literatury

- [1] Janča, J., Sobol, Z. *Důlní doprava*, Praha, SNTL 1973, I-102281-7012/73, s. 15-17
- [2] – Adamčík, L. – Šulc, B. *Pružnost a pevnost (Řešené úlohy) : Části pohonů strojů*; Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 1965. 315s. I – 57445 – 1003/2006, s. 149 – 151
- [3] – Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části pohonů strojů*; Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3, s. 95 - 97
- [4] – Trebuňa, F. *Pružnosť a pevnosť pre obory baníctva*; Bratislava, Alfa 1982. 354s. II – 162869 – 3955/8, s. 87 – 88
- [5] – Fuxa, J – Adámková, L. *Sbírka příkladů z pružnosti a pevnosti II (1. část)*; Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 146s. ISBN 978 – 80 – 248 – 1288 – 5, s. 77, s. 80 - 81
- [6] – Leinveber, J. – Vávra, P. *Strojnické tabulky (Třetí doplněné vydání)*; 914s. ISBN 80-7361-033-7

9. Přílohy

Profil I155	SN2KIE01 - 1
Úchyt	SN2KIE01 - 2
Žebro 1	SN2KIE01 - 3
Čelní deska	SN2KIE01 - 4
Kotvicí deska 1	SN2KIE01 - 5
Čelní deska výztuže	SN2KIE01 - 6
Závěsné oko	SN2KIE01 - 7
Kotvicí oko	SN2KIE01 - 8
Boční trubka krátká	SN2KIE01 - 9
Boční trubka dlouhá	SN2KIE01 - 10
Výztuha krátká	SN2KIE01 - 11
Výztuha dlouhá	SN2KIE01 - 12
Oko středové	SN2KIE01 - 13
Deska středová 1	SN2KIE01 - 14
Žebro 2	SN2KIE01 - 15
Těleso příčnicku	SN2KIE01 - 16
Čep	SN2KIE01 - 17
Třmen	SN2KIE01 - 18
Těleso středového příčnicku	SN2KIE01 - 19
Deska středová 2	SN2KIE01 - 20
Kusovník výztuže	SN2KIE01 - 21
Kusovník příčnicku	SN2KIE01 - 22
Sestava výztuže	SN2KIE01 - 23
Sestava příčnicku	SN2KIE01 - 24